



TITLE:

ハイポイドギヤ精度測定技術に関する研究(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

加藤, 昭悟

CITATION:

加藤, 昭悟. ハイポイドギヤ精度測定技術に関する研究. 京都大学, 1996, 博士(工学)

ISSUE DATE:

1996-05-23

URL:

<https://doi.org/10.11501/3112311>

RIGHT:

ハイポイドギヤ精度測定技術に関する研究

1996

加 藤 昭 悟

目 次

第1章 緒論	1
1. 1 ハイポイドギヤの特徴と課題	1
1. 2 ハイポイドギヤに関する研究の歴史	3
1. 3 歯車運転騒音発生メカニズム	10
1. 4 ハイポイドギヤの生産工程と課題	13
1. 5 本研究の目的、範囲と論文の構成	17
第2章 歯面形状解析と新測定技術	21
2. 1 歯面形状測定技術開発の歴史と共役歯面基準測定方式の意義	21
2. 1. 1 測定技術開発の歴史	21
2. 1. 2 共役歯面基準測定方式の意義	26
2. 2 共役歯面基準測定方式の原理	27
2. 2. 1 測定基準の定義と歯面形状の解析	27
2. 2. 2 測定原理	34
2. 2. 3 測定実験装置と原点設定精度	37
2. 3 共役歯面基準による歯筋・歯形測定方式とその評価	41
2. 3. 1 歯筋・歯形測定方式の意義と測定結果の表現法	41
2. 3. 2 歯筋・歯形形状によらず原点設定誤差の影響解析と 繰返し測定精度調査	46
2. 4 NC制御方式の歯筋・歯形測定機の開発と性能評価	51
2. 4. 1 測定機の原理と構成	51
2. 4. 2 開発した測定機と測定結果の表現法	54
2. 4. 3 測定精度の実験的把握	60
2. 5 共役歯面基準による分散点測定方式とその活用技術	61
2. 5. 1 分散点測定の意義と活用技術の流れ	61

2. 5. 2	分散点測定と歯面誤差形状等高線表示法	61
2. 5. 3	組付け位置誤差による等価歯面誤差量算出理論	64
2. 5. 4	同時接触線とかみあい率の計算	68
2. 5. 5	かみあい誤差算出法と実験的確認	76
2. 5. 6	まとめ	78
2. 6	開発した歯面形状測定方式とG-A-G-E測定方式の比較	79
第3章 回転精度測定の新技术とその評価		82
3. 1	新測定法開発の目的	82
3. 2	連続回転計測データからの個別歯面位置誤差分離技術の開発	86
3. 2. 1	基本原理	86
3. 2. 2	開発した測定システム	88
3. 2. 3	ハイポイドギヤにおける歯面位置誤差実測テスト	92
3. 2. 4	同期加算平均処理のかみあい誤差への適用	94
3. 3	実働負荷条件におけるかみあい誤差測定技術の開発	98
3. 3. 1	はじめに	98
3. 3. 2	レーザーによるかみあい誤差測定システムの開発	98
3. 3. 3	動力駆動系の開発	113
3. 3. 4	試験歯車対の支持構造の開発	114
3. 3. 5	試験歯車対の位置設定機構の開発	118
3. 3. 6	開発した負荷かみあい誤差テストの概要と 測定精度の実験的把握	119
第4章 新技术の工業的有用性の検討		125
4. 1	歯筋・歯形形状データによる成形歯切り盤段取り修正技術の開発	125
4. 1. 1	段取り修正の歯面形状精度に対する影響調査	125
4. 1. 2	段取り修正値と歯面形状精度変化の対応	131
4. 1. 3	段取り修正値の算出	134

4. 1. 4	生産ラインにおける経験的評価とまとめ	136
4. 2	歯筋・歯形形状データによる創成歯切り盤段取り修正技術の開発	138
4. 2. 1	歯当たり修整指標の歯面形状精度に対する影響調査	140
4. 2. 2	歯当たり修整指標と歯面形状特徴量変化の対応	147
4. 2. 3	目標の歯面形状を得るための歯当たり修整指標値の算出	153
4. 2. 4	まとめ	154
4. 3	半端次数振動発生メカニズムに関する考察	155
4. 3. 1	試験品の製作と振動特性	155
4. 3. 2	歯面形状データを用いた解析	157
4. 3. 3	まとめ	162
4. 4	歯切りにおける焼き入れ歪補正による振動品質の改善	162
4. 5	ラッピングによる歯当たり位置調整機能の解析	164
4. 6	ラッピングによるバイアス調整の解析	173
4. 7	生産工程における振動品質ばらつき要因の歯面形状 データによる考察	174
4. 8	耐久試験における振動レベル増大要因の解析	182

第5章 結論	185
--------	-----

謝 辞	189
-----	-----

付録 創成歯切り小歯車の歯面形状計算法の開発	190
------------------------	-----

参考文献	201
------	-----

第1章 緒 論

1.1 ハイポイドギヤの特徴と課題

本研究の対象であるハイポイドギヤは、動力や回転運動の方向を直角に変えるための機械要素である曲がり歯傘歯車の一種であるが、軸の食い違い（ハイポイドオフセット）の存在により顕著な特徴が発生する。すなわち、図1.1.1に示すように、(1) 小歯車の外径が大きくなり、(2) ねじれ角が大きくなる、また、(3) 歯面の接触点における大小両歯車の速度の方向が紙面に平行な面内で異なるために接触点において大きな滑り速度が発生する。これらの特徴によって生じるハイポイドギヤの特性を図1.1.2に示す。傘歯車に比べ強度が大きく、かみあい率大きい。一方、小歯車に発生する軸方向の反力が大きいので、しっかりとした軸受構造が必要であり、図1.1.3（自動車用最終減速装置の代表的な構造例）に一例を示すように、歯車は剛性の高い軸受（本例ではテーパコロ軸受）によって支持されねばならない。また、接触点における滑り速度が大きいことは、摩擦損失による伝達効率の低下につながると共に、潤滑条件が不適切な場合には接触点の溶着によって歯面の損傷を引き起こす恐れがある。しかし一方、この滑りの存在によって、ラッピングと呼ばれる仕上げ加工法（1.4節参照）が

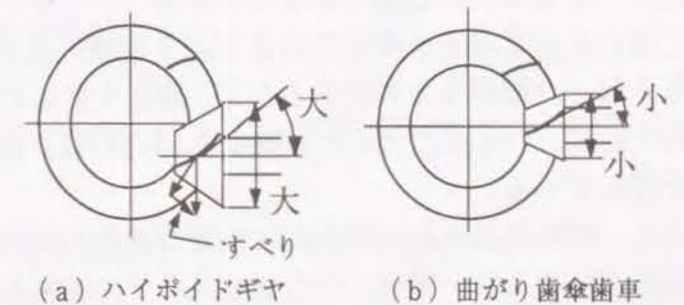


図1.1.1 ハイポイドギヤと曲がり歯傘歯車



図1.1.2 ハイポイドギヤの特性（曲がり歯傘歯車との対比）

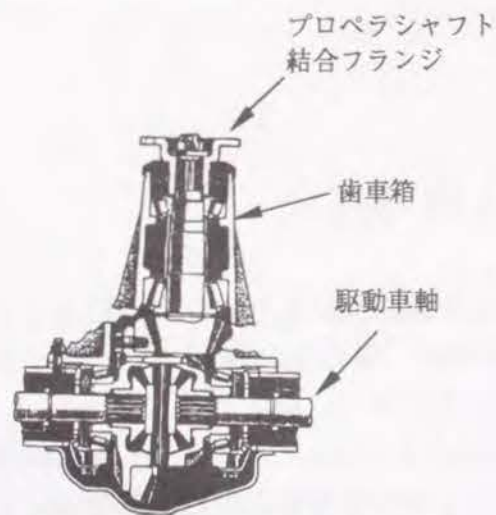


図1.1.3 自動車用最終減速装置の構造

このように動力伝達用歯車として重要な位置を占めるに至ったハイポイドギヤであるが、開発の歴史的経緯（1.2節参照）から、設計および生産に関わる実用上の技術は、米国のグリーソン社がほぼ独占的に保持してきた。グリーソン社の技術指導に従えば一応実用に足る歯車を得られるが、グリーソン社が技術をブラックボックス化して保全を図る考えを持っているという背景に加え、ハイポイドギヤの歯面形状が曲がりくねった難解なものであること、歯切り盤など加工機の構造が複雑であることなどのために、ハイポイドギヤに関する研究の取り組みは狭い範囲に限られ、技術の進展が遅れている。

中でも、機械部品として根本的に重要な歯面の幾何学的形状そのものを測定、評価する技術が存在しない事は、ハイポイドギヤに関する物理的解析の取り組みを放棄させて来た。歯面形状の評価は、今も、ハイポイドギヤ誕生以来の手法である「歯当たり観察」に依って行われるが、歯当りは、かみあう一対の歯面の相対的に突出した領域を表すものでしかなく、また、判断を作業者の官能的判定能力に頼るためデータの信頼性が低い。歯面形状の評価を解析能力的に劣悪な「歯当たり観察」に頼る限り、ハイポイドギヤの生産は、今後も、熟練作業者の経験と勘、こつに頼る旧態依然としたレベルに留まらざるを得ないであろう。

静粛性において基本的に良い素性を持つハイポイドギヤではあるが、このような状況においては、十分に良い性能を持つ歯車の生産は困難である。すなわち、歯切り、焼き入れ、ラッピングと言う多段階の工程で行われる自動車用ハイポイドギヤの生産において、静粛な運転性能を持つ歯車を得るためには、各加工工程について最も適切な条件を解明することが必要であるが、その実現は、「歯当たり観察」によっては不可能である。また、各加工工程を一定の設定条件下で連続的に稼働している際に、季節的な温度変化など加工条件の変化による歯面形状の微妙な悪化を検知することができず突然運転時の騒音（歯車騒音と呼ぶ）が大きい歯車が生産されるようになり、その原

成立し、歯車の回転精度を格段に向上することができる。以上の特性から、ハイポイドギヤを用いると、装置を軽量かつコンパクトにでき、より静粛な運転ができる。したがって、ハイポイドギヤは自動車など輸送機器の減速歯車として極めて好適である。歯面損傷問題についても潤滑油の高性能化によって対策が進み、ハイポイドギヤの使用可能範囲は格段に拡大している。自動車の分野では、小型乗用車から大型貨物車までの最終減速装置用歯車として標準的に使用されており、生産数量的にも膨大である。

因究明に戸惑うと言う問題が実在するなど、品質の管理、維持の面でも重要な問題がある。

一方、自動車用最終減速装置においては、近年の運転時の快適性に対する要求の高まりを受け、歯車騒音のさらなる低減の必要性が益々高まっている。この要求に応えられる高品質の歯車を生産するためには、生産のレベルを上記の状況から脱却させ、向上する必要があるが、解析能力のある測定法の確立がその前提条件として不可欠である。

以上の状況から顧みると、ハイポイドギヤに関する技術上の最優先の課題は、厳密な歯面形状の測定法の開発であり、これが本研究の中心テーマである。歯面形状の把握が実現すれば、加工工程における条件の最適化を技術的に検討する事が可能となり、また精度の維持、管理のレベルが飛躍的に向上する。さらに、従来は見過ごされていた加工工程の問題点がくまなく洗い出され、その解決法の開発が促進される。また、以前から歯面形状の測定法が存在する円筒歯車ではすでに実用化されている歯車性能のシミュレーションをハイポイドギヤにおいて実現するなどの最新技術の展開が可能となる。すなわち、歯面形状測定法の開発は、ハイポイドギヤを真に技術的レベルにステップアップする意義を持っているものと考えられる。

1.2 ハイポイドギヤに関する研究の歴史

「ハイポイドギヤ」は、食い違い軸傘歯車（ハイバボロイド歯車）の一つとしてグリーソン社により開発された歯車の商品名としてスタートしたが、この歯車の圧倒的な成功によって、現在では一般名称として使用されている。会田氏の「歯車の技術史⁽¹⁾」によれば、ハイポイドギヤはルネッサンスの天才レオナルドダヴィンチによって描かれた歯車の形態図の中に既に示されているが、科学的な取り組みは18世紀から数学者の研究課題として開始された。Olivierは、任意に配置された二つの軸を持つ歯車の歯形に関する一般的な法則を明らかにした⁽²⁾。その研究に関連し、Réalは、一方の歯形を与えて他方の歯形を計算する式を導いた⁽³⁾。また今世紀にかけても、CrainやDisteliなどによる歯形に関する研究が行われてきた⁽⁴⁾⁽⁵⁾。しかし、このように研究レベルであったハイポイドギヤを実用的な技術として確立した功績は、グリーソン社における研究に帰せられる。すなわち、1926年に発表されたグリーソン社のA.L.StewartとE.Wildhaberの研究によって、円弧状にカーブした勾配歯形を持つハイポイドギヤが開発された⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾。そして、同年グリーソン社の歯切り盤によって生産された歯車が自動車（パッカード）に採用されたことが産業化の原点となった。その後、前節で述べたように、この歯車に関する利点が理解され、自動車だけでなく様々な分野で利用されるようになり、設計から生産までの一連の技術がグリーソン社に

よって整備された。その研究成果は、1946年に至り E. Wildhaber によって、歯形の幾何学、設計および歯切りに関する一連の論文^{(9)～(16)}として発表されたが、これらはハイポイドギヤに関するその後の研究の基礎となっている。

図1.2.1は、グリーンソン方式による大歯車の成形歯切り法を示す。直線状のエッジを持つ切れ刃が軸回りに回転して円錐面状の歯面を成形する。一方、図1.2.2は小歯車の創成歯切り法を示す。直線状のエッジを持つ切れ刃が回転して作り出される円錐面を歯面とする仮想大歯車と小歯車ワークが互いにかみあう関係で回転することによって、小歯車の歯面が創成される。ここで、仮想大歯車の円錐面の中心軸と大歯車の円錐面の中心軸とは、勾配歯であるために互いに食い違いが避けられず、大小両歯車の歯面は、かみあわせた時にうまく接触しない。このため計算で求めた段取り条件で歯切りをしても良い歯当たりが得られず、試験的に歯切りをした歯車の歯当たりを観察して歯切り段取りを微調整する「ディベロップ」と呼ばれる試行錯誤の作業が不可欠である。また、この様に歯切りされた大小両歯車をかみあわせた時には、理論的に等速運動は伝達できていない、すなわち歯面は非共役である。

このようにグリーンソン方式の歯車の歯面に非共役性が存在することを不満として、共役性を有する歯形の研究が行われた。Krummeによるインボリュート曲線を歯筋形状とする等高歯歯形の研究⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾に基づいて、円錐状のホブを用いる歯切り法(図1.2.3参照)がクリンゲルンベルグ社においてパロイド方式という名称で実用化されている。この歯車は、ホブによる創成歯切りによって生じる歯元隅の丸みが大きくなることから歯の強度が大きいと言われるが、ホブ形状が複雑であるため特殊な

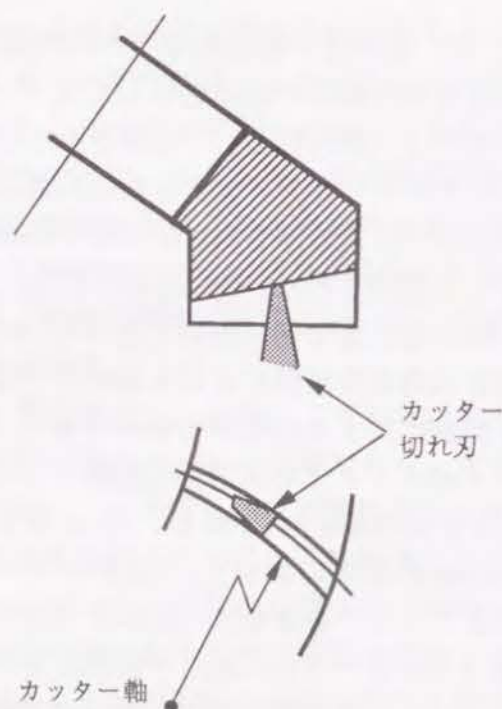


図1.2.1 グリーンソン社大歯車成形歯切り法

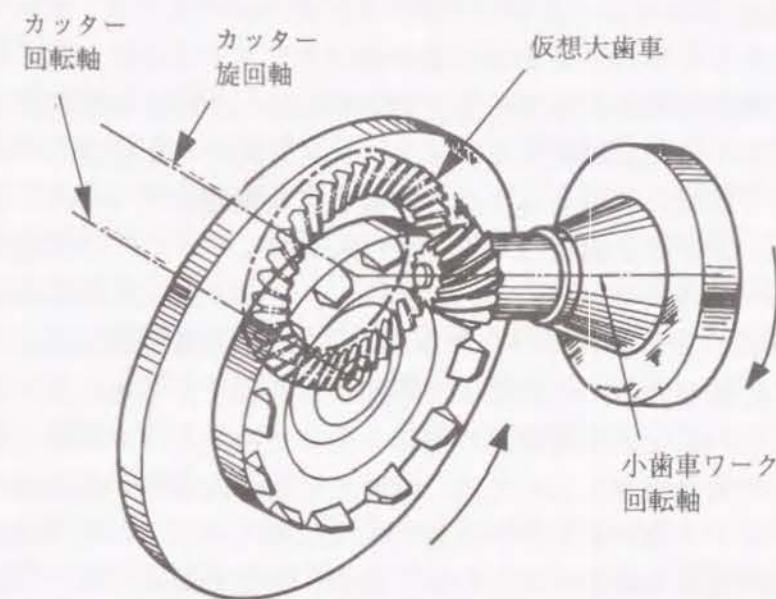


図1.2.2 グリーンソン社小歯車創成歯切り法

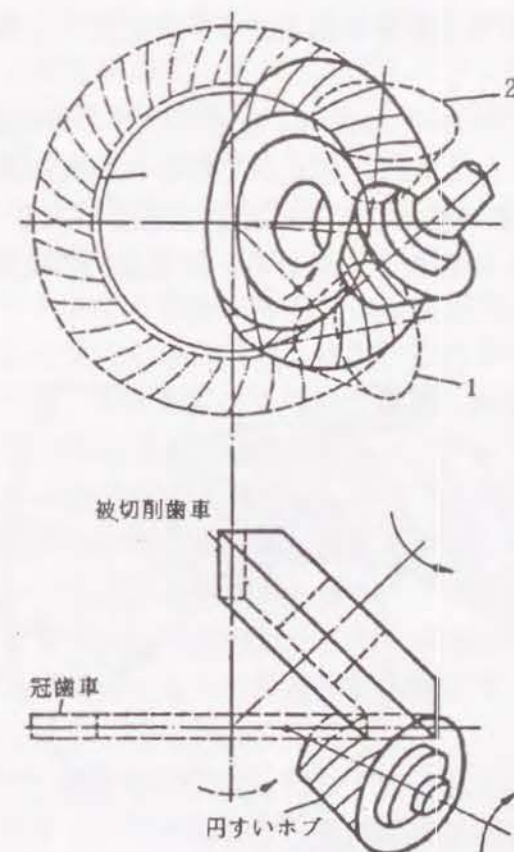


図1.2.3 クリンゲルンベルグ社パロイド方式歯切り法

用途に限定して使用されている。さらにMammanoによるトロコイド曲線を歯筋形状とする等高歯歯形の研究⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾に基づいて、クリンゲルンベルグ社、エリコン社およびフィアット社からそれを製作する歯切り盤が発表されている(図1.2.4参照)。また、これらの歯車の歯筋形状の幾何学的な研究がThomas、Vogelなどによって行われている⁽²¹⁾⁽²²⁾。これらの等高歯歯形と、グリーンソン方式の勾配歯歯形の得失については様々に研究されて来た。Писманикは、等高歯歯形について、①内端の歯先が尖る傾向を持つ、②十分な歯当たり長さが得られにくい、などの欠点を挙げているが、決定的なものではない。一方、Лашаверらは、勾配歯歯形においては「ディベロップ」と呼ばれる作業が避けられないのに対し、等高歯歯形においては機械の段取り値は厳密に計算されるので調整は原理的には不要であるとしている。しかし、最近伊藤らによって行われた等高歯歯形の歯切り条件と歯当たりの関係に関する研究⁽²³⁾⁽²⁴⁾によると、等高歯歯車においては、歯切りピッチ円錐角や創成軸角の変化に対する歯当たりのバイアス角の変化が小さいことなどのために、勾配歯歯形に比べて歯当たり修正が困難であると結論づけている。なお、筆者の考えでも、自動車用の最終減速装置用歯車など歯切り後に焼き入れ処理する歯車の場合には、焼き入れによる歪量を歯切り時に補正する必要があるため、歯面の両側を同時に切削する等高歯歯形の歯切り方式は、両歯面を個別の歯切り盤で歯切りするグリーンソン方式に比べ歯形形状修正機能が低く不利であると考えている。このようなことから、等高歯歯形は、一つの歯切り盤で両歯車が加工できる利点を活かせる少量生産の分野での使用が主になっているのが現状である。

一方、E.Wildhaberによるグリーンソン方式ハイポイドギヤの研究成果を基礎として、以下のような研究が行われた。M.L.Baxterによって行われた高減速比のハイポイドギヤの研究⁽²⁵⁾においては、歯車の形としては円錐形と冠形があり、最大の減速比が360に達するものが得られることが報告されている。高減速比の歯車に関しては、近年伊

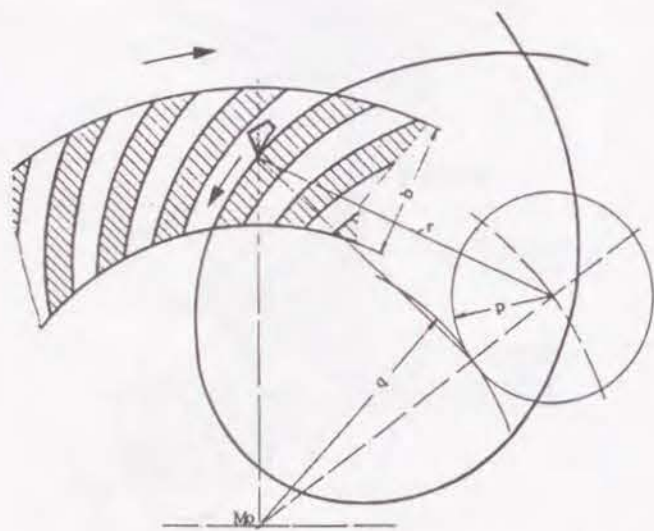


図1.2.4 クリンゲルンベルグ社サイクロパロイド方式歯切り法

藤らによって、歯当たりの調整と設計の自由度を考慮した新しい設計法に関する研究が行われている⁽²⁶⁾。グリーンソン方式の大歯車の歯形の改善に関する研究がG.M.Spearらによって行われ、ヘリックスフォームと名付けられたインポリュートヘリコイド形状の歯筋をもつ大歯車の歯切り法が開発された⁽²⁷⁾。この歯切り法は、大歯車の歯面を直線状の切れ刃で成形歯切りするさいに、切れ刃を回転すると同時に回転軸方向に送り込むものであり、歯幅中央を切る際の切れ刃の直線を小歯車を創成する際の仮想大歯車の円錐面の直線母線に一致させることによって、その直線上で大小両歯車が誤差無くかみあう事を目的としたものである。この方式は運転時の歯車騒音を静粛化する効果が認められ、運転時の静粛性が要求される自動車においては主流となっている。ヘリックスフォーム方式の大歯車の歯面形状の計算法については、M.L.Baxterが報告している⁽²⁸⁾。また、M.L.Baxterらは、この方式で歯切りされるギヤの諸特性を調整する手法についても報告している⁽²⁹⁾。

先に述べたように、グリーンソン方式のハイポイドギヤにおいては、「ディベロップ」と呼ばれる作業のために多くの時間を必要とするが、それを計算機上で行うことを目的とした研究がグリーンソン社で行われ、歯切り盤の段取り条件とカッター諸元から歯当たりとかみあいの状態をシミュレーションするTCAと名付けられた電子計算機のソフトが発表された⁽³⁰⁾。TCAソフトを用いて歯形設計の適正化を検討する研究が矢内らによって行われ、大歯車歯切り用のカッターとして径の小さいものを選択し、歯形の勾配角を最適化することにより、形が良く組み付け位置変化に対し移動しにくい歯当たりが得られることが報告されている⁽³¹⁾。TCAソフトでは負荷による歯の弾性変形は考慮されていなかったが、その後、T.J.Krenzerによって負荷による歯の弾性変形と大小両歯車の相対位置の変化を考慮するシュミレーション法が研究され⁽³²⁾、LTCAと名付けられたソフトとして発表されている。杉本らは、歯面形状と組み付け誤差がかみあい精度におよぼす影響について、LTCAソフトによる計算値と実験結果との対応を研究し、LTCAソフトによる予測が可能なことを報告している⁽³³⁾⁽³⁴⁾。

LTCAに関連する研究として、M.Weichらは、負荷状態における歯面の当たり面積やかみあい誤差を算出する方法、有限要素法を用いて歯面上の荷重分布と歯元隅肉面に生じる応力分布を算出する方法に関する研究を行った⁽³⁵⁾。また、V.Simonは、片当たり防止のために修正された歯面をもつ歯車について、大歯車に対する小歯車の軸方向位置とオフセットを変化させた時のかみあい状態を検討し、適切な減速比をもたらす小歯車の位置とそこにおけるかみあい誤差を算出する計算法を研究し⁽³⁶⁾、さらに両歯車を創成歯切りするときの歯切り盤の段取り値と歯面の形の間の関係式を導き、かみあい誤差などの条件を満足するような最適歯面を加工するための機械段取りを決定する方法について研究した⁽³⁷⁾。

つぎに、ハイポイドギヤの歯面の幾何学に関しては、F.L.Litvinも一連の研究成果を発表している。まず、ハイポイドギヤを含む一般的な立体歯車機構について、切り下げと接触線の包絡線が現れる条件を解明し、かみあい性能を向上する方策を明らかにした⁽³⁸⁾。その後、グリーンソン社の歯切り盤で歯切りされるハイポイドギヤのように、

大小両歯車の歯面が共役でない歯車について、歯面上の特定の点において接触が行われかつその点での接触楕円の大きさなどの接触状態や接触点の移動方向とかみあい精度などを目標とするものに一致させるための歯切り条件の計算法に関する研究を行った⁽³⁹⁾。更にこの研究を、グリーンソンのフォーメイト方式およびヘリックスフォーム方式で歯切りされるハイポイドギヤに適用し、目標とする精度を持つ歯車を歯切りするための手法を作成した⁽⁴⁰⁾⁽⁴¹⁾⁽⁴²⁾。また、杉本らも、同様の手法で歯切り段取りから歯面形状を算出し、歯当たりとかみあい精度を求める研究について報告している⁽⁴³⁾。

島地らは、実際に使用されるあらゆる負荷条件下で良いかみあい精度をもたらすための歯面修整のあり方に関する研究を行った。その結果、大小両歯車のミスアラインメントの量が負荷の大きさによって異なるために接触点の軌跡が変化する現象を利用し、歯形形状を歯幅方向の位置によって異なる形状に修整する事により、あらゆる負荷条件下でかみあい精度の良い歯車を得る事ができると報告している⁽⁴⁴⁾。

以上のように多くのシミュレーション法が研究され、適正な歯切り段取りを求める方法が提案されているが、それらは歯切り後の焼き入れによる歪やラッピングによる歯面の変形については考慮する事ができないため、活用には限界があると考えられる。

また一方、高橋らはハイポイドギヤの歯当たりに関する研究を行い、点接触かみあいにおける媒介歯車が重要な意義を持つことを解明し、歯当たりのバイアスや歯当たりのバランスの補正の問題に関する研究を行った⁽⁴⁵⁾。さらに、高橋らは、ハイポイドギヤの歯面を三次元歯面として創成することにより歯当たりパターンを得る手法に関する研究⁽⁴⁶⁾、ミスアラインメントによる歯当たり移動に関する研究⁽⁴⁷⁾、正しい歯当たりを実現するための大小両歯車の歯切り段取りを算出する方法に関する研究⁽⁴⁸⁾⁽⁴⁹⁾を行った。さらに、高橋らは、デュプレックス歯切り法によるハイポイドギヤの精密な設計法に関する研究において、ピッチ面だけでなく圧力角や歯面の法曲率など正確に求めるべき項目を明らかにし、それらを得るための基礎方程式を作成した⁽⁵⁰⁾。また、歯当たりパターンを電算機上でディベロップする研究では、小歯車の歯切りピッチ角、歯切りオフセットなど歯切り段取りの修正により歯当たりのバイアスやプロフィールを修正できることを示した⁽⁵¹⁾⁽⁵²⁾。さらに高橋らは、90度以外の軸角を持つハイポイドギヤ（アンギュラ・ハイポイドギヤ）の設計に関する研究について発表している⁽⁵³⁾⁽⁵⁴⁾。また、田村らは、大歯車の歯切りに用いられるカッターとして、通常の直線形状の切れ刃に替えて、凹の丸みを付与した切れ刃を持つカッターを用いる歯切り法に関する研究を行い、良い歯当たりが容易に得られると報告している⁽⁵⁵⁾⁽⁵⁶⁾。

ハイポイドギヤの歯切り後の仕上げ加工法に関する研究については以下の通りである。自動車の最終減速装置用のハイポイドギヤでは、通常、焼き入れされた歯面を仕上げるためのラッピング加工が行われる。ラッピング加工は歯車対に回転のなじみを与えるだけでなく歯面の形状をかなり修整する機能を持っている。林らは、グリーンソ

ン社のラッピング盤を使用して、ラッピング加工条件が歯当たりと最終減速装置の振動レベルに及ぼす影響に関する研究を行い、ラッピング後の歯当たりを長くするとギヤ対の振動レベルが低減すること、ラッピング時間を長くすると振動レベルが低減するが、飽和する時間があることなどを報告している⁽⁵⁷⁾。小林らは、グリーンソンの#503 S.P.C. ラッピング盤の段取り条件によって自動車の様々の走行条件において生じる歯車騒音を低減できることを報告している⁽⁵⁸⁾。また赤松らも、同じ機種種のラッピング盤を用いた実験で、ラッピング盤の段取り条件がラッピング後の歯車対のかみあい誤差に影響をおよぼすことを報告している⁽⁵⁹⁾。このように、ラッピング加工の適否は、加工後の歯車の騒音レベルに大きな影響をもつことから、自動車用ハイポイドギヤの生産の現場では、歯車騒音の低減を目的としてラッピング盤の段取り条件を調整する作業がかなり大きなウエイトを占めている。それにもかかわらずラッピングに関する研究の報告は、極めて少量に留まっている。筆者は、この事について、ラッピング加工による歯面形状の修正効果を精密に計測する技術が不在であることが、大きな原因であると考えている。本研究で歯面形状測定法を開発した動機の一つはここにあり、本研究成果を用いることにより、ラッピングに関する研究が活発化する事を期待している。

つぎに、歯面の今一つの仕上げ法である研削加工は、カップ状の砥石を用いて歯切りと同じ機構で加工できることから古くから実用されてきたが、近年になり研削能率向上を目的とする研究が報告されている。Wienerの研究⁽⁶⁰⁾により開発された研削盤は、CNCドレス機構と研削焼け防止のための砥石軸偏心回転機構を有し、加工能率を高めている。グリーンソン社では、超砥粒と呼ばれるCBN砥石を用いた研削法の研究を行い、Phenixと名付けられたNC制御の研削盤を用いて高い加工能率と精度が得られたと報告している⁽⁶¹⁾⁽⁶²⁾。丸山らの研究では、CBN砥石で研削加工する事によって、歯面に圧縮の残留応力が生じ、歯車の耐久性が向上することが報告されている⁽⁶³⁾。また、ハイポイドギヤの一方の歯にCBN砥粒を電着して、他方の歯車を直接創成研削する研究が、島地ら⁽⁶⁴⁾およびエリコン社⁽⁶⁵⁾によって行われている。

歯面形状の測定に関する研究については以下の通りである。ハイポイドギヤの歯面形状の評価は、ハイポイドギヤの誕生以来近年まで、専ら歯当たりの観察に頼って来たが、その間、絶対的な形状測定法の開発が熱望されてきた。1975年、赤松らは、片歯面かみあい測定を利用した歯筋方向の相対クラウニング量測定の試みについて報告した⁽⁵⁹⁾。1976年、藤井らは、ダイヤルゲージによる2点測定によって歯筋方向および歯形方向の傾きを比較測定する研究を報告した⁽⁶⁶⁾。しかし、これらの測定法は歯面の極めて限られた部分に関する情報を提供するにすぎない。

ハイポイドギヤの歯面形状の本格的な測定に関する初めての研究は、1978年に筆者らが発表したものであり、これによって歯筋、歯形形状の精密な測定が初めて実現した⁽⁶⁷⁾。この測定法では、インボリュート歯車の測定法と同じく、大小両歯車の測定基準歯面として互いに共役な歯面を用いることから、歯車の回転精度に直結するデー

タが得られる。さらに、筆者らが1979年と1981年に行った報告では、「歯筋、歯形測定方式」に加え、歯面全体に適当に分散配置した点における「分散点測定方式」と、それによって得られる誤差形状の等高線表示法など、本論文の第2章の骨子となる研究成果を記述している⁽⁶⁸⁾⁽⁶⁹⁾。また筆者は、大小両歯車の歯面形状データから歯車対のかみあい誤差を算出する技術と歯車対が配置誤差を持つ場合の実働歯面形状を算出する技術に関する研究⁽⁷⁰⁾、NC制御方式の歯面形状測定機の開発に関する研究⁽⁷¹⁾、測定された歯面形状データから目標とする歯面形状を得るために必要な成形歯切り盤の段取り修正値を算出する方法に関する研究⁽⁷²⁾、創成歯切りされる小歯車について、かみあい周波数に対し半端次数の振動の原因を歯面形状から解析する研究⁽⁷³⁾を発表している。

筆者らの研究の後、1983年にT.J.Krenzerらによりグリーンソン社とカールツアイス社の協同開発による歯面形状測定法が発表された⁽⁷⁴⁾。これは、大小両歯車について、それぞれの歯切り盤の段取り設定値から理論的に算出される歯面を基準に測定するものであることから、歯切り盤の狂いを計測する意味をもつものである。測定された歯面の誤差データを用いて、歯切り盤の段取り誤差量を算出し、先述のTCAソフトを活用して歯車対のかみあい性能を予測する技術が、その後グリーンソン社からG-AGEと命名して発表された⁽⁷⁵⁾。1992年に発表されたF.L.Litvinらの研究⁽⁷⁶⁾も、歯切り盤段取り誤差量の算出法に関するものであり、段取り修正後に歯切りされる歯車歯面の理論値からの偏差量を最小化することを目的としている。また田村らも、1986年から1994年にかけて、三次元的に測定した歯面の偏差値から、歯切りカッターの位置誤差量を算出する研究を、勾配歯歯形歯車と等高歯歯形歯車の双方について発表している⁽⁷⁷⁾⁽⁷⁸⁾⁽⁷⁹⁾。さらに田村らは、歯切り後の熱処理時に発生する歯面の歪量を検出し、それを歯切り時のカッターの位置誤差量に換算する方法に関する研究についても報告している⁽⁸⁰⁾。

このように、これらの研究の殆どにおける歯面の形状測定は、歯切り盤の段取り修正量を求める事を主要な狙いとしている事から、歯面誤差を正確に把握しようとする認識に欠けており、インボリュート円筒歯車と同様の技術知識に至ろうとする方向性を持っていない。それに対するものが、筆者の研究の動機の一つであり、熱処理やラッピング後の複雑に変化した形状まで精密に計測する事ができる格段に高い分析能力を有すると共に、歯車の回転精度に直結するデータが得られる測定法を目ざしている。

1. 3 歯車運転騒音発生のメカニズム

運転時の歯車騒音の原因となる歯車装置の振動は、駆動歯車に対する被動歯車の回転角度伝達の不等速性すなわち伝達誤差によって起振される変位強制振動であることが、多くの研究により明らかにされている⁽⁸¹⁾⁽⁸²⁾⁽⁸³⁾。大小一對の歯車が、歯面を接して回転する状態において、起点とする瞬間からの大小両歯車の回転角度をそれぞ

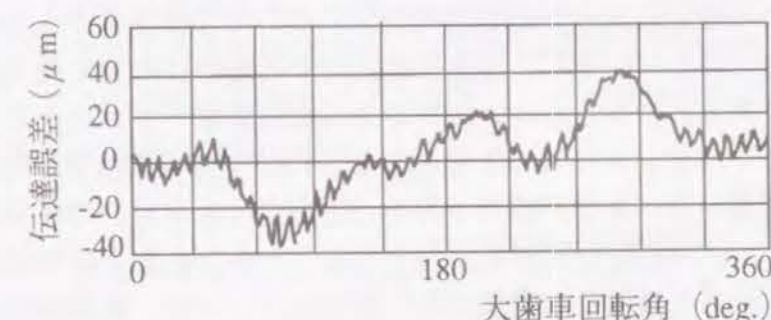
れ θ_G と θ_P とした時、大歯車の理論的な回転角度に対する誤差は、

$$\Delta\theta = (\theta_P/m - \theta_G) \quad \dots (1.3.1)$$

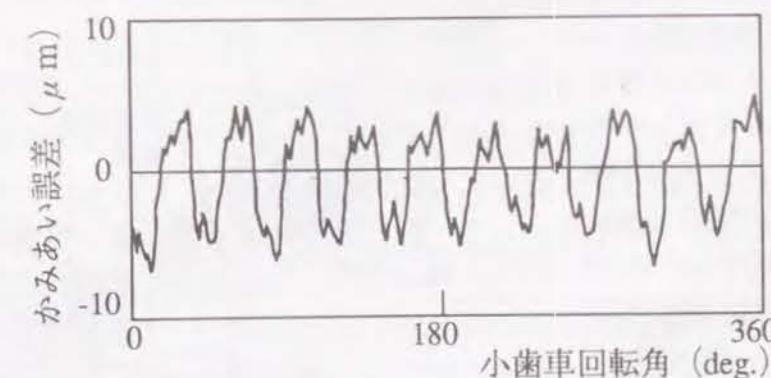
(m:減速比)

これを伝達誤差と定義するが、本論文では大歯車の円周上の長さに換算して表わす。図1.3.1(a)は、伝達誤差のデータ例を示すものであり、縦軸に伝達誤差を取り、横軸には大歯車の回転角を取っている。なお、横軸には時間を取る場合もある。複雑なうねり形状の上に、歯のかみあいピッチの小さい波が重畳している。うねり形状は、大小両歯車の偏心、変形などに起因する歯面位置誤差(すなわち、歯面が存在する空間的位置のあるべき位置からの偏差)によって生じている。伝達誤差の波形から、歯のかみあいピッチ周波数に満たない低周波のうねり成分を取り除くことにより、図(b)に示す波形が得られ、これをかみあい誤差波形と定義する。かみあい誤差波形をフーリエ展開して得られるかみあい周波数成分の振幅を、かみあい誤差と定義する。

最終減速装置に組み込まれたハイボイドギヤの伝達誤差が車室内の歯車騒音を引き起こすメカニズムを図1.3.2に示す。伝達誤差が、エンジンからタイヤまでの動力



(a) 伝達誤差波形



(b) かみあい誤差波形

図1.3.1 歯車対の伝達誤差とかみあい誤差

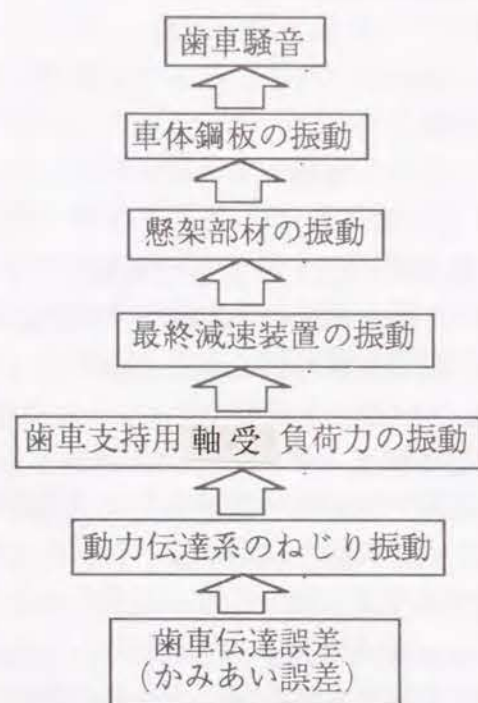


図1.3.2 歯車騒音発生メカニズム

あいの2次以上の周波数成分や低周波の成分についても誤差量が多い場合は問題となることもある。図1.3.4は、自動車が走行する際の車内音を発生原因別に分析した結果の一例である。こもり音は、エンジン、変速装置、プロペラシャフトなどの回転要素の回転アンバランスによって発生するものが主体で周波数が低いことから、音圧的には比較的高いレベルまで許容される。透過音はエンジンの爆発によるものであり、運転者がエンジンの出力操作を実感できることから心地よさにつながる要素があり、一般にはノイズとは異なる認識で取り扱われる。一方、歯車騒音は歯車のかみあい周波数の音を抽出したものであるが、音圧的には他の音と比べて特別高くはない。しかし、周波数が高い上に特定の走行速度で急に音圧レベルが大きくなることから、耳障りに感じられ易い性質を持っている。特定速度でレベルが大きくなる原因は、その車速で歯車のかみあい周波数が、図1.3.2で示した歯車騒音発生機構におけるねじり振動系や振動伝達経路に存在す

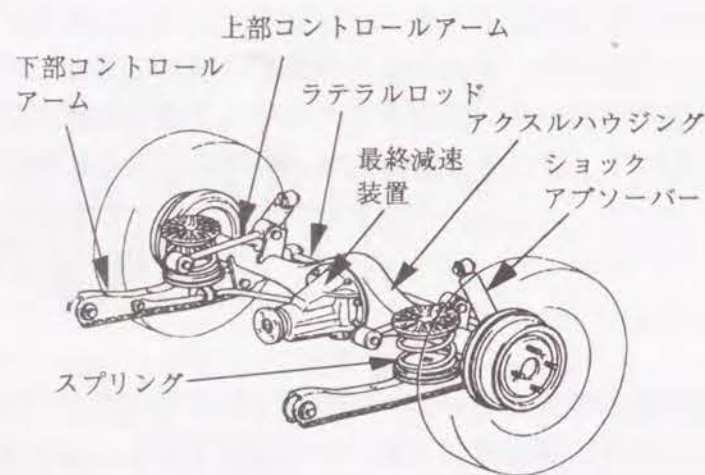


図1.3.3 自動車の最終減速装置回りの構成

伝達系のねじり振動を引き起こし、それが歯車を支持する軸受の振動となり、最終減速装置を振動させる。最終減速装置は、図1.3.3に示すように、アクスルハウジングを介して、上部コントロールアーム、下部コントロールアーム、ラテラルロッド、ショックアブソーバー、スプリングなどの懸架部材によって、車体に結合されていることから、最終減速装置の振動はこれらの部材を介して車体の鋼板を振動させ、そこから歯車騒音が発生する。先に述べたように、歯車の伝達誤差は様々な成分を含んでいるが、歯車騒音の起振源となる成分は、ほとんどの場合歯のかみあい周波数の成分、すなわちかみあい誤差である。但し、かみ

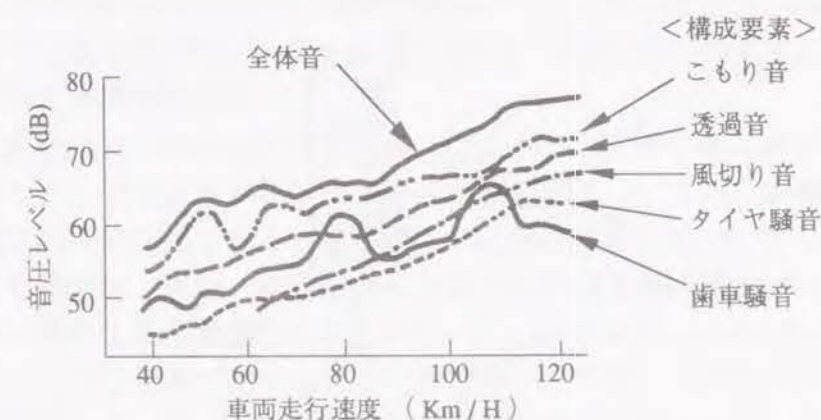


図1.3.4 車内音の構成

る共振周波数に一致することによって起きるものである。

さてこのような歯車騒音を許容レベル以下に抑えるためには、ねじり振動系と振動伝達経路における共振現象の防止や緩衝材の挿入による振動遮断、車体鋼板へのアスファルトシートなどの制振材の貼付などの手法がある。しかしこれらはいずれも直接的に資源を消費するだけでなく、車両の重量増加による車両運動性能の低下ならびに燃料消費の増大を招くものである。近年の高性能で高居住性をもつ車両に対する大衆の要求と、一方、それと本質的にトレードオフの関係にある環境保護の必要性の高まりの中で、騒音の起振源である伝達誤差の小さいハイポイドギヤの製作を追求することは、このトレードオフ関係にかかわらず本質的に全ての点で改善の方向を得る事が出来るために、極めて重要な課題である。

1. 4 ハイポイドギヤの生産工程と課題

一般に歯車の伝達誤差のレベルを形成する要因としては、設計要因と製造要因があるが、特にハイポイドギヤの場合は製造要因の寄与度が高い。もちろん設計的にも同時かみあい率を極力大きく取ることが望まれるが、そのために歯数やねじれ角を増したり圧力角を小さくすることは、軸受や歯の強度低下をもたらすことや製造が難しくなることなどのため限度がある。従って、現状の設計のままで使用される事が今後とも主流であるハイポイドギヤについては、より良い加工条件の設定と工程の品質管理が、伝達誤差が小さく歯車騒音問題を生じないハイポイドギヤを製作するためのポイントとなる。

図1.4.1に自動車用ハイポイドギヤの標準的な生産工程を示す。粗形材加工のあと、歯切り、浸炭焼き入れ、軸部や取り付け面の研削、ラッピング加工と工程数が多く、伝達誤差に影響する要因が極めて多く存在する。粗形材加工工程では、一般に鍛造で製作された素材を削り、外形形状を製作するが、後工程において機械に把持される部位の精度(軸の寸法、振れなど)は所要の性能を持つ歯車を製作する上で極めて

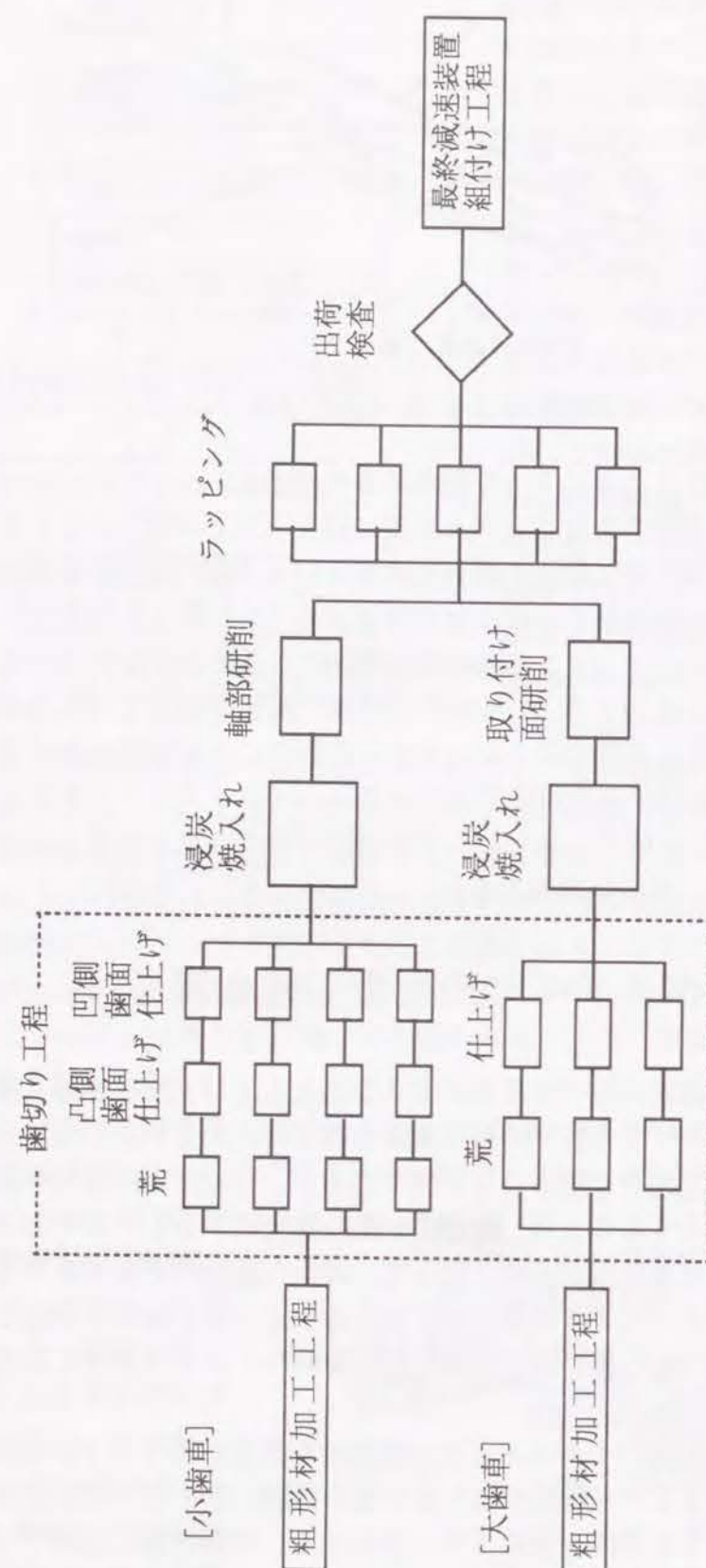


図1.4.1 自動車用ハイポイドギヤの生産工程

重要であり、十分な精度を保証する態勢が整えられている。しかし、歯切り以降の工程ではどのような点を抑えればよいかがまだ明確に把握されておらず、多くの課題が残されているのが実態である。

歯切りは、グリーソン社の方式では、荒、仕上げの二段階で加工が行われる。大歯車の荒歯切りと仕上げ歯切りおよび小歯車の荒歯切りについては、歯溝の両側の歯面が一つの機械で同時に加工されるが、小歯車の仕上げ歯切りについては、歯溝の両側の凸側歯面と凹側歯面（以後、歯筋方向の形状が凸の歯面を凸側歯面と呼び、歯筋方向の形状が凹の歯面を凹側歯面と呼ぶ）は別々の工程で加工される。歯切り加工は、粗形材加工に比べて加工時間が掛かるため、図のように並列して配置された複数の歯切り盤によって行われることが一般的である。大、小歯車の歯切りは、先に図1.2.1と図1.2.2に示したように、歯切り盤上でカッターとワークの相対位置関係を設定して行われるが、歯切り盤はそのための複雑な機構を有している。この機構各部に存在する誤差は歯切り盤毎に異なり、歯切り盤はいわゆる個体差を生じることになる。したがって、段取りを同一に設定した場合においても、各歯切り盤で歯切りされた歯車の歯面形状には差異が生じるため、歯面形状を同一にするための段取り条件の微調整が歯切り盤毎に必要である。

一方、すでに前節で述べたようにグリーソン方式の歯車では、「ディベロッパ」と呼ばれる歯面形状の調整作業が必要である。また、さらに浸炭焼き入れ時の歪など後工程の都合による歯面形状の調整も歯切り段階で要求される。

以上のように歯切りにおいては、様々な要因に対して歯面形状を調整することが行われるが、その際の歯面形状の評価法としては解析能力の低い歯当たり観察に頼っているため、調整の効果が不完全なレベルに留まらざるを得ないことは自明である。完全な歯面形状調整の実現は大きな課題である。

つぎに浸炭焼き入れは、歯車の強度を向上させるための重要な工程であるが、一方で高い温度への加熱と急激な冷却のために、歯面形状にいわゆる焼き入れ歪をもたらす。歯切り時の歯面形状調整によって焼き入れ歪に対する適正な補正を実現する条件としては、歪形状がシンプルで常に一定の値であることが必要である。しかし実際には、例えばトレーと呼ばれる歯車を搭載する治具が、焼き入れ炉中のどの場所に置かれるか、また治具の精度、治具中の歯車の位置などによって歪量がかなり異なることや、歯の形によって局部的に歪量の大きな部分が生じることが経験的には知られている。歪に対する寄与要因を解明し改善していくことが、焼き入れ工程の重要な課題であるが、ここでも歯面の歪を正確に把握できないために、課題の重要性を定量的に把握する事すらできていないのが実態である。

次に、軸部や組み付け時の取付面の研削加工が行われた後にラッピングと呼ばれる共摺り加工が行われるが、歯切りと同様に加工時間が長く掛かるため複数の機械が用いられる。図1.4.2に加工の状況を示す。大小両歯車をかみあわせて回転させ、ラッピング油に含まれる硬質微粒子の働きで歯面の接触点を摩滅させることにより伝達誤差を減少するものであり、歯の全面において大きな滑り速度が存在するハイポイドギ

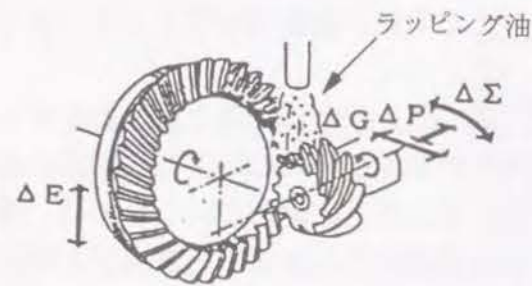


図 1.4.2 ラッピング加工

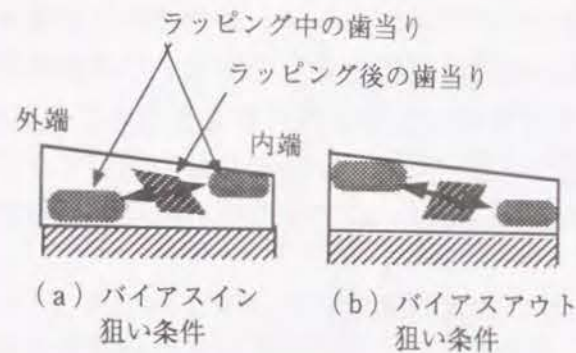


図 1.4.3 ラッピングによる歯面形成

iasインの傾向を持つ歯面ができあがることになる。逆に図 (b) では内端側で歯先側が高く外端側では歯元側が高いバイアスアウトの傾向を持つ歯面ができあがる。また、両端部の当たりの歯幅方向の位置を調整して、ラッピング後の歯当たりの位置と歯幅方向のクラウニング量を修正することも可能である。このような歯面形状の調整は、歯車騒音品質に大きく影響することから、ラッピング条件を適切に設定することは極めて重要である。しかしこれについても歯切りの歯面形状調整と同様に、熟練者の勘とこつに頼る技術的に不完全なレベルに留まっている。さらにラッピングについては、機械の複雑なメカニズムにおける個体差に加え、硬質粒子を含む油の温度変化による流動性の変化や硬質粒子の摩滅損傷などによる歯面の摩滅量の変化など不安定要因が多く存在し、それらが歯車騒音のばらつきに対し相当の寄与度を占めていることが経験的に知られている。最適なラッピング条件の設定技術の解明、機差や加工性能変化の排除によるばらつき防止が重要な課題である。

ラッピングの後、ハイポイドギヤは、洗浄、表面処理、出荷検査を経て、組み付け工程へ出荷される。出荷検査では、歯当たり観察と回転フィーリングの評価が実施される。

以上のようにハイポイドギヤの加工工程においては多くの課題が存在するが、それらの解消に当たっての最大の障害は、精密かつ能率的な歯面形状測定法の不在である。

解析能力的に劣悪で非能率な歯当たり観察法によっては、上記の各工程における問題点の実態すら正確に把握することが出来ないため、課題を課題として捕らえること自体がなかなか困難であり、関係する技術の専門家を改善活動に引き込むことが出来ない。そのため、一部の熟練者がすべてをまかされ、経験に基づく勘とこつで切り盛りしているのが、ハイポイドギヤの生産工程の現状と言っても過言ではないであろう。

1. 5 本研究の目的、範囲と論文の構成

上記のように、歯当たり観察法の解析能力の劣悪さがハイポイドギヤの生産工程における課題解決を妨げている最大の障害であることに鑑み、本研究では、まず歯面形状測定法開発の研究に取り組み、その後研究の範囲を歯に関する全ての精度項目に拡張した。

図 1.5.1 に、ハイポイドギヤの生産工程において実施する歯に関する全ての精度チェック項目、すなわち、歯面位置誤差、歯面形状、ならびにかみあい誤差について、従来の技術による検査法と、本研究の成果として開発した技術による検査法を、対応して記載する。また従来の技術については主な問題点を記載した。歯面位置誤差と歯

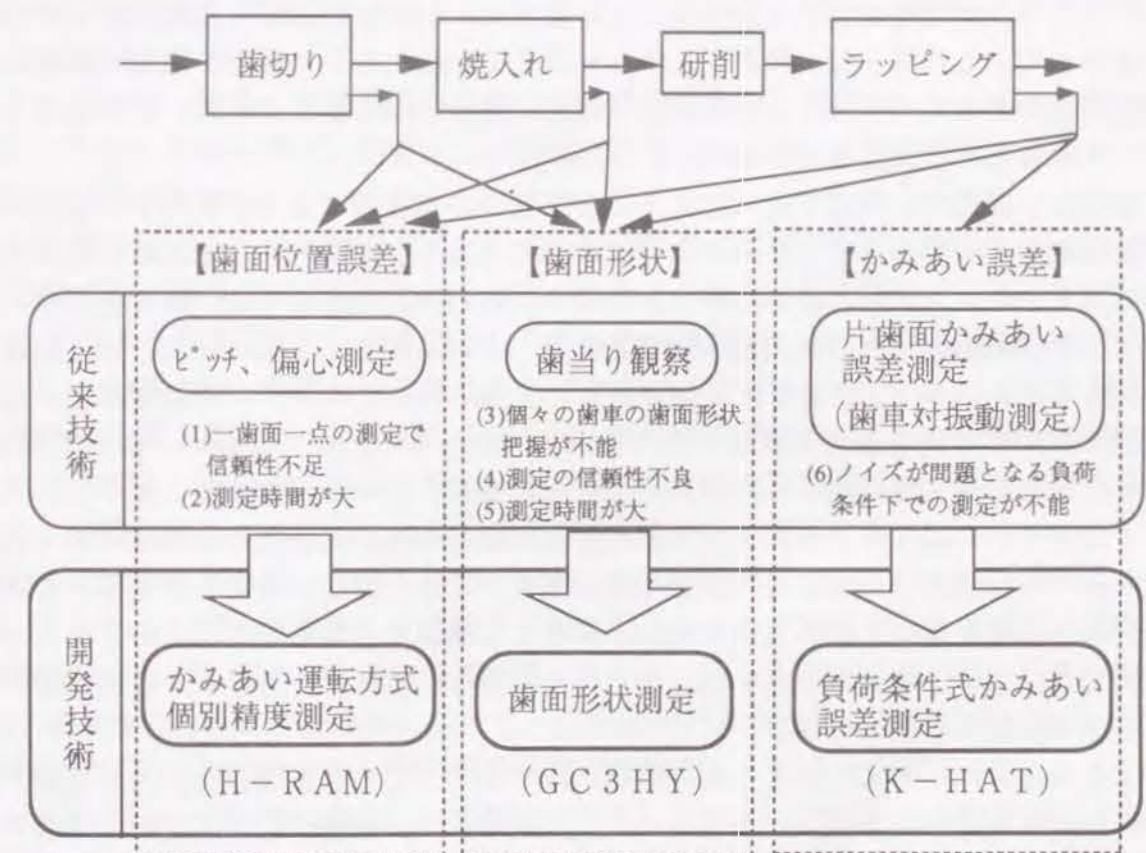


図 1.5.1 ハイポイドギヤ精度測定の従来技術と本研究による開発技術

面形状は、歯切り、焼き入れ、ラッピングの各工程で加工された歯車について測定されるが、かみあい誤差は日常の品質管理としては通常ラッピング後の歯車のみが対象である。

歯面形状は、かみあい誤差のみならず強度など歯車の全ての性能の主要因となる最も重要な項目である。しかし、従来技術の歯当たり観察では、VH方式と呼ばれる非常に手の込んだ手法（2.1.1項参照）によっても、歯面全体の形状偏差の傾向を漠然と捉えるのが精一杯である。また、歯当りは双方の歯面の形状の結果として表れるものであり、個々の歯車の歯面形状を把握できないのは致命的な欠陥である。さらに、測定者の官能判定に頼る部分が多くデータの信頼性が低い欠点もある。本研究では、大小両歯車の歯面形状を絶対座標に対し精密に測定する技術を実現する。そのために測定の基準となる歯面形状を算出する手法を開発すると共に、測定原理を確立し、最終的にNC制御の歯筋、歯形測定機を開発する。

歯面位置誤差は、歯車の基本精度として重要な項目であり、歯切り盤やラッピング盤におけるワークのチャック精度や割り出し精度などの機械的精度および焼き入れ工程における設備や条件などを総合的に保証するものとして位置づけられる。従来の測定技術ではダイヤルゲージを歯面に当てピッチ誤差や偏心量を測定するが、一歯の位置精度を一点で代表させており、データの信頼性が低い。また一歯毎に割り出して測定するため、測定時間が多く掛かる。本研究では、かみあい運転方式個別精度測定法を開発した。これは、大小両歯車をかみあわせて回転する中で個々の歯車の歯面位置誤差を抽出するものであり、歯面全体が測定に関与することにより高い信頼性をもつデータが得られ、測定能率も高い。

かみあい誤差は、前節で述べたように歯車騒音の起振源であり、そのレベルによって歯車騒音のレベルを予測することができることから、完成された歯車対の重要な精度項目である。しかし、従来技術の片歯面かみあい誤差測定機では、被測定歯車の支持構造や被測定歯車と回転角度検出器連結部における剛性不足のために、殆ど負荷を掛けることが出来ず、自動車最終減速装置の実機についてエンジンの負荷が掛かった状態で発生する歯車騒音と対応の取れるデータを得ることができない。試験的には、歯車を最終減速装置に組み込んで負荷条件下の振動レベルを測定することが行われるが、関連部品のばらつきや組み付け誤差などの誤差要因が入るため、歯車のかみあい起因する振動原因についての評価精度が低く、また、測定に時間を要するなどの問題があり、歯車生産工程の品質管理の手段として満足できるものではない。そこで本研究では、負荷条件式かみあい誤差測定機を開発し、歯車対を迅速かつ正確に評価する手法の実現を目的とする。

すなわち、ハイポイドギヤの歯の形状に関するすべての精度項目を、人の官能や主観に頼らず定量的に把握し、ハイポイドギヤ製造法を「技能のレベル」から「技術のレベル」にステップアップすることを研究の目的とする。本研究で開発した技術に基づいて製作する各測定装置は、いずれも生産現場において簡便に使用でき、生産工程の品質管理に実用する事により、品質の安定化とレベルアップに画期的な効果を得る

ことができるものである必要がある。これらの技術は、従来、暗闇の中にあった生産工程の問題点を白日の下に引き出し、それに対応する生産技術の開発を促すものである。

本論文は、上記で述べた研究目的を達成するために行った研究結果をまとめたもので、以下のような構成となっている。

第2章では、歯面形状測定技術を開発するための研究について記述する。

まず、2.1節で、過去に研究された歯面形状測定手法の問題点を指摘し、その問題点を解消するために、幾何学的な歯面形状を厳密に測定する手法を開発することを述べる。また、大小両歯車の測定基準歯面として互いに共役な歯面を用いる事により、測定データから歯車対の回転精度の把握が容易に出来る利点などを有することを述べる。2.2節では、測定基準とする歯面形状の計算法を詳しく記述し、被測定歯車の歯面形状誤差を測定する原理と、そのために必要な測定装置について述べる。

2.3節では、インボリュート歯車の歯面形状測定において通常用いられると同様の、歯筋形状と歯形形状を測定する方法と誤差形状を表現する方法について述べる。測定結果より、ねじれ角誤差、圧力角誤差、クラウニング量などの歯面形状の特徴量を算出する方法を示すと共に、大小両歯車の測定データを対比して示す事により、接触の状況や回転精度を推定できる事を示す。また、測定精度に関する理論的解析と実験による確認結果を示す。

2.4節では、開発した測定原理に基づいて製作したNC制御による歯筋、歯形測定機について、原理と構成、測定結果の表現法を述べると共に、測定精度を実験的に把握した結果を示す。

2.5節では、今一つの測定方式として、歯面の全体にほぼ均一に配置した点において測定する分散点方式の測定方法を示し、測定データの活用法について述べる。まず、大小両歯車の歯面誤差データを加算した相対歯面誤差データを等高線で表示する方法を示し、歯面全体の誤差形状を直感的に明瞭に把握できる事を示す。つぎに、歯車対が組付け位置誤差をもって作動する場合に、組付け位置誤差によって歯面上に付加的に生じる誤差（等価歯面誤差と呼ぶ）を算出し、相対歯面誤差データに加算する事により、実際に作動する状態における歯面誤差（実働歯面誤差と呼ぶ）を求める方法を明らかにする。さらに、共役な基準歯面が、ある回転角において接触する歯面上の点列（すなわち、同時接触線）を求める手法を明らかにし、同時接触線を実働歯面誤差の等高線表示図に重ね合わせたものから、かみあい誤差を算出する方法を示す。また、同時接触線の計算プログラムを用いて、歯車諸元の主要な項目を変化させた場合の、同時接触線の形状とかみあい率の変動の状況を調査した結果を記述する。

2.6節では、本研究に遅れて、グリーンソン社とカールツァイス社により開発されたG-AGEと呼ばれる汎用3次元測定機を用いた歯面形状測定法に対し、本研究による歯面形状測定法が持つ優位性を明らかにする。

第3章では、回転精度測定に関わる研究について記述する。

まず、3. 1節で、従来の測定法であるピッチ、偏心測定、歯の振れ測定、歯車対の片歯面かみあい誤差測定および振動測定の概要と問題点について述べる。

3. 2節では、ピッチ、偏心測定に替わる歯面位置誤差測定法として、歯車対を連続的にかみあい運転する中で、個別の歯車の歯面位置誤差を分離して算出する技術を明らかにし、検出能力が高く能率的な測定ができる事を示す。また、この算出技術をかみあい誤差に適用する事により、個々の歯車の歯面形状の異常を検出する可能性を明らかにする。

3. 3節では、歯車騒音が問題となる負荷条件下において、かみあい誤差を測定する測定機の開発について記述する。かみあい誤差を精度良く検出する方法として、レーザーによる測定システムを開発し、測定機として、歯車対を負荷条件下で低速で滑らかに回転するための構造、負荷に対し歯車対を剛に支持するための構造、歯車対を精度良く配置するための構造を明らかにする。

第4章では、本研究で開発した測定技術の有用性を明らかにするために、自動車用ハイポイドギヤの品質改善に関する活用事例について記述する。

4. 1節と4. 2節では、成形歯切りされる大歯車と創成歯切りされる小歯車について、目標とする歯面形状精度を持つ歯車を得るために必要な歯切り盤の段取り修正値を算出する手法を記述する。歯切り盤の段取り部位またはグリーンソン社が提示している歯当たり修整指標の個別の項目を変化させた場合に、歯面形状の特徴量が比例的に変化する事を実験的に求め、歯切りされた歯車の歯面形状と目標形状の差異量から、必要な段取り修正量を算出できることを示す。

4. 3節では、創成歯切りされる小歯車において、精度の悪いカッターで歯切りされる場合に生じる、かみあいの高調波次数に一致しない半端次数のかみあい誤差の発生メカニズムを、歯面形状データを用いて解析できる事を示す。

4. 4節では、歯面形状測定法を用いて、焼き入れによる歯形形状の変化量を捉え、歯切り歯形を正確に補正する事により、歯車騒音の小さい歯車が得られる事を示す。

4. 5節と4. 6節では、ラッピングによる歯面形状調整機能に関する研究結果を記述する。4. 5節では、ラッピング前の歯当たり位置とラッピングによる歯当たり位置移動機能の歯面形状に対する影響を実験的に調査し、歯車騒音に良い条件を発見した事を示す。4. 6節では、2. 5節で開発した実働歯面形状算出法を用いて、ラッピングによる歯面形状のバイアス調整効果を予測し、歯車騒音に対し良いラッピング条件を発見した事を示す。

4. 7節では、大量生産工程における歯車騒音のばらつきの要因を歯面形状測定データを用いて解析し、加工に用いた歯切り盤およびラッピング盤別に存在する歯面形状の差異が原因している事を示す。

4. 8節では、過大な負荷が歯面に作用する耐久試験によって歯車騒音が増大した歯車対について、個々の歯車の歯が塑性変形する実態を歯面形状測定によって解明できる事を示す。

第2章 歯面形状解析と新測定技術

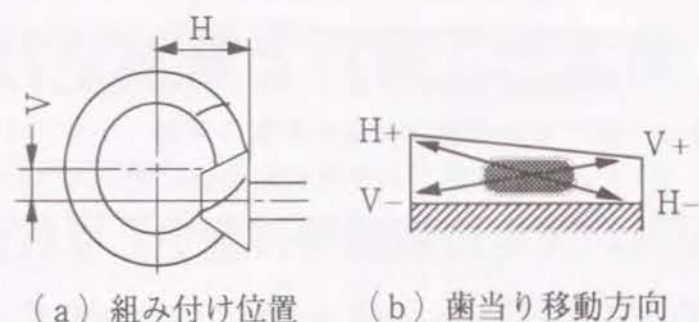
2. 1 歯面形状測定技術開発の歴史と共役歯面基準測定方式の意義

2. 1. 1 測定技術開発の歴史

第1章1.2節のハイポイドギヤの研究の歴史で記述した歯面形状測定技術の開発の歴史を、表2.1.1にまとめた。従来技術の歯当り観察（VH方式）は、現在でもハイポイドギヤ生産現場の大部分で使用されている。これは、歯面に顔料などを塗布した歯車をかみあわせて回転し、塗料の剥がれ跡を「歯当たり」として観察するものである。図2.1.1に示すように、大歯車に対して小歯車の組付け位置H、Vを基準の位置からプラス方向およびマイナス方向に変化させた時に、歯当りが特定の方向に移動する性質を利用して、歯面形状を計測する。測定手順（図2.1.2参照）は、まず

表2.1.1 ハイポイドギヤ歯面形状測定技術開発の歴史

番号	発表年	開発者	開発技術の概要
—	—	従来技術	歯当り観察（VH方式）
No.1	1975	赤松、山口 （トヨタ自動車）	片歯面かみあい誤差測定による 歯幅方向相対誤差形状測定法
No.2	1976	藤井、島地 （東北大学）	2点計測による圧力角、ねじれ角 の比較測定法
No.3	1979	加藤、赤松 （トヨタ自動車）	共役歯面を測定基準とする歯面形状 測定法 （歯筋、歯形測定及び分散点測定）
No.4	1978 開発 （未発表）	加藤 （トヨタ自動車）	創成歯切り小歯車の歯切り段取り から理論的に形成される歯面形状 の計算法（付録1に記載）
No.5	1983	T.J.Krenzer （グリーンソン社） R.Knebelr （カルツァイス社）	歯切り段取りから理論的に形成さ れる歯面を測定基準とする歯面形 状測定法（分散点測定）



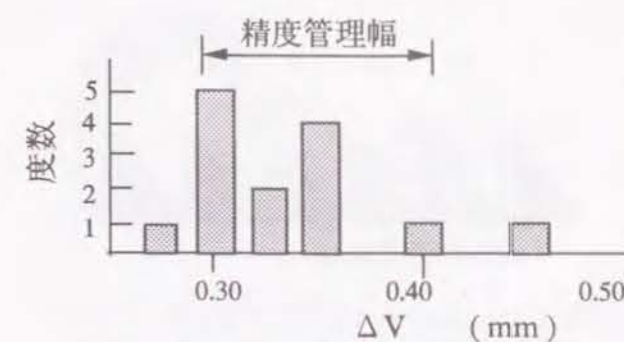
(a) 組み付け位置 (b) 歯当り移動方向

図 2.1.1 組み付け位置変化と歯当りの移動

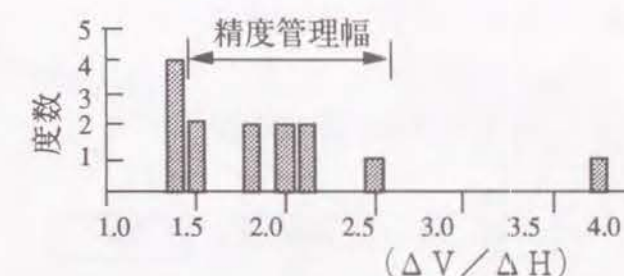
歯当り位置	歯当り	組付け位置変更量	
		V	H
基準位置歯当り		0 mm	0 mm
内端歯当り		+0.22 mm	-0.04 mm
外端歯当り		-0.14 mm	+0.24 mm
組付け位置総変更量	—	$\Delta V = 0.36 \text{ mm}$	$\Delta H = 0.28 \text{ mm}$

図 2.1.2 VH方式歯当り測定データの一例

基準組み付け位置において歯当たりを観察する。この歯当たりの位置や形状も評価の対象となる。組み付け位置を調整して歯当りの端が内端に一致するときのV方向とH方向の変更量を読みとり、次に逆に歯当りの端が外端に一致するときのV方向とH方向の変更量を読み取る。V方向とH方向の変更量のそれぞれの合計値 ΔV と ΔH の大きさとその比($\Delta V/\Delta H$)から歯面形状の傾向を推察する。すなわち ΔV と ΔH の大きさは、組み付け位置変化に対する歯当りの動きの鈍感さのレベルに対応することから、歯幅の両端における共役な歯面(全面が接触する歯面)からの逃げの程度を表す指標となる。一方($\Delta V/\Delta H$)はバイアス比と呼ばれ、歯面のねじれの程度を表す指標とされる。1より大の場合をバイアスイン、1より小の場合をバイアスアウトと称している。以上のことから分かるように、VH方式の歯当たり測定法は、歯面全体の傾向を漠然と示すことは出来るが、詳細な解析ができるものではない。さらにこの方式では、境界が曖昧な歯当りの端を内端および外端に一致させる判断を人の官能に頼っているため、測定データに客観性が乏しくその信頼性に問題がある。図 2.1.3 は一対の歯車についてVH方式の測定を繰り返し、得られたデータのばらつきを調



(a) ΔV 値の繰り返し精度



(b) ($\Delta V/\Delta H$) 値の繰り返し精度

図 2.1.3 VH方式測定の繰り返し精度調査結果

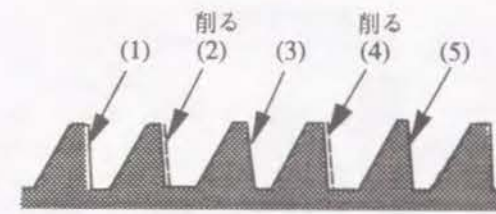
査した結果であるが、 ΔV 、($\Delta V/\Delta H$)とも繰り返しのばらつきの方が精度管理幅より大きく、測定法の信頼性としては論外な結果が得られている。さらに歯当たり観察は一対の歯車で行われるものであるため、個々の歯車の形状を把握できないことは、品質管理を実行する上で決定的な弱点である。

さて以上のように解析能力的にも信頼度的にも極めて不十分な歯当たり観察からの脱却を目指して、いくつかの試みが行われて来た。

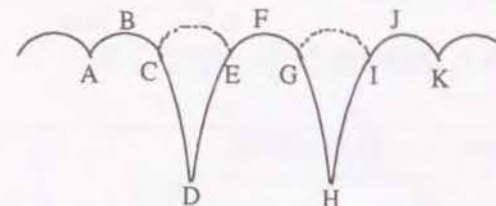
表 2.1.1、No. 1 の赤松と山口が発表する方法⁽⁵⁹⁾では、図 2.1.4 に示すように大歯車の(2)と(4)の歯面を削り取り、小歯車とかみあわせて、歯当たりとかみあい誤差波形を測定する。隣接する歯面が削り取られている(1)、(3)、(5)の歯当たりにおいて、C-D、D-E、G-H、H-Iの歯先、歯元部の筋状の当たりが発生し、この部分で発生するかみあい誤差を読み取ることによって、歯幅方向の形状を検出することが提案された。しかしこの方法では、歯当たりと同様に相手歯車との相対的な形状を局部的に把握することしか出来ない。

表 2.1.1、No. 2 の藤井と島地が発表している方法⁽⁶⁶⁾では、図 2.1.5 に示すように、歯幅方向および歯丈方向の各2点の空間位置を電気マイクロメーターにより測定する。歯面をこの各2点から補外されるものとして想定し、マスターとする歯車に対する被測定歯車のねじれ角誤差と圧力角誤差を推定するものである。やはり非常に限られた情報である上に、絶対的な形状を測定するものではない。

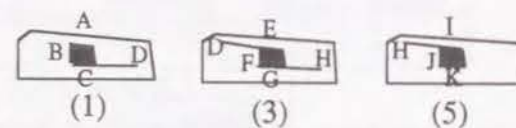
表 2.1.1 の No. 3 は、筆者と赤松が開発した技術⁽⁶⁷⁾⁽⁶⁸⁾⁽⁶⁹⁾で、測定基準



(a) 大歯車歯面

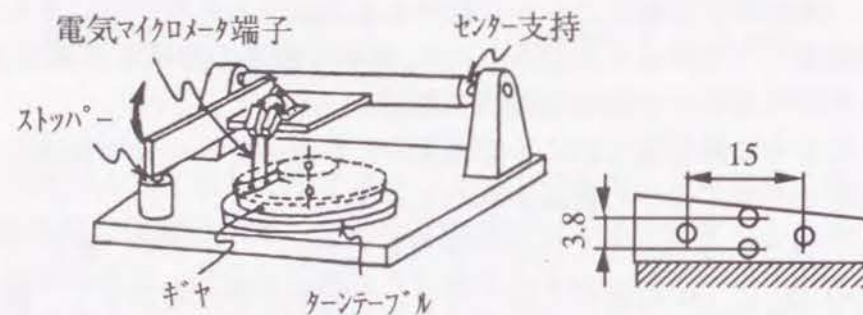


(b) かみあい誤差波形

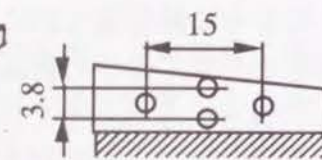


(c) 歯当り

図 2.1.4 赤松、山口による歯幅方向形状測定法
(凸側歯面の例)



(a) 測定装置



(b) 測定位置

図 2.1.5 藤井、島地による圧力角、ねじれ角測定法

歯面として、大歯車については成形歯切り盤の段取り条件から理論的に削り出される歯面を用い、小歯車についてはその大歯車歯面と共役な歯面(図 2.1.6 参照)を用いる。このように互いに共役な歯面を測定基準として用いることにより、測定データを極めて有用なものにしているが、それについては次の項で詳しく記述する。測定的方式としては、図 2.1.7 に示す二つの方式を検討する。図(a)の「歯筋、歯形測定方式」は、インボリュート歯形の円筒歯車と同様に歯筋、歯形の連続形状を測定する方式であり、図(b)の「分散点測定方式」は、歯面全体に分散配置した点におい

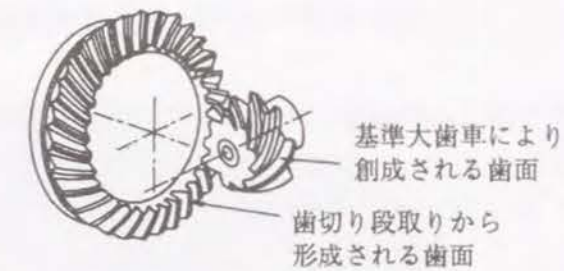


図 2.1.6 本研究で用いた測定基準歯面



(a) 歯筋、歯形測定方式

(b) 分散点測定方式

図 2.1.7 歯面形状測定方式

て測定する方式である。

また、この歯面形状測定技術の開発と前後して、表 2.1.1、No. 4 に示すように、創成歯切りされる小歯車について歯切り段取りから理論的に形成される歯面形状を計算する技術(付録 1 参照)を開発した。図 2.1.8 は、開発した計算技術を用いて算出した小歯車の軸直角断面形状の出力例である。上記の歯面形状測定法において、この計算技術で算出される歯面を測定基準とすることは、測定技術的には全く問題はない。しかし、得られるデータの有用性から、本研究では共役歯面を測定基準として用いることに決定した。

表 2.1.1 の No. 5 は、その後、T.J.Krenzer (グリーンソン社) と R.Knebelr (カールツアイス社) によって発表された歯面形状測定技術⁽⁷⁴⁾ である。測定基準としては、大小両歯車ともそれぞれの歯切り盤の段取りから理論的に形成される歯面を用い、測定方式としては分散点方式を採用している。歯切り盤の段取り調整時の道具として開発されたものであり、単純な誤差形態を有する歯切り直後の歯車の歯面形状の概要を把握することができる。しかし歯車の回転性能を考察するような精密な評価のための情報を提供するものではない。この測定法の詳細については、2.6 節において記述する。

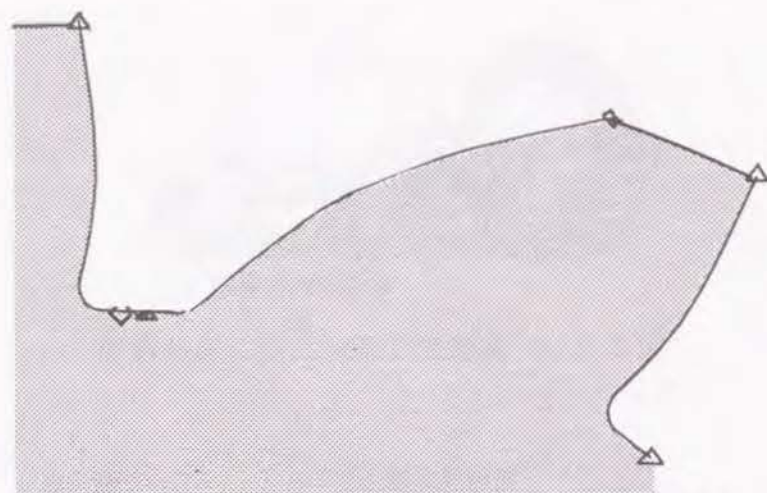


図 2.1.8 加藤による小歯車軸直角断面形状算出例

2. 1. 2 共役歯面基準測定方式の意義

前節で述べたように、本研究では大小両歯車の歯面形状精度を定義するための測定基準歯面として、互いに共役な歯面を用いることにする。すなわち、大歯車については歯切り段取りから理論的に削り出される歯面を測定基準歯面とし、小歯車についてはこの数学的な歯面を持つ仮想の大歯車と共役運動をする小歯車の歯面として創成されるものを測定基準歯面とする。

本研究において共役歯面を測定基準として採用する事の主たる理由は、以下の3点である。

- (1) 互いに共役な歯面の接触対応点における大小両歯車の誤差量の和が、直ちに共役関係からの誤差量を表すことになり、歯車対のかみあい誤差の算出が容易に出来ること。
- (2) 大歯車、小歯車おのこの歯筋、歯形形状を、互いに接触関係を持つ線上で測定することが可能となり、大小両歯車の誤差形状を対比させることにより、かみあい誤差を直感的に考察できることである。これは、インボリュート歯形を持つ平行軸式歯車の測定においては古くより実現されている事であるが、ハイポイドギヤの歯面形状測定をこのように行う事は、今まで不可能であった。前章で述べたように、歯面形状精度に対する要因数が多岐であるハイポイドギヤにおいては、生産現場におけるきめ細かな精度管理が必要であり、直感的な考察が可能という利点の効果は極めて大きい。
- (3) ハイポイドギヤにおいては、第1章1.4節に述べたように、歯面形状の調整が必要であるが、これは通常すべて小歯車側で行われる。従って、大歯車側については歯切り段取りから理論的に形成される歯面通りに加工されるのが理想であることから、その理論歯面を測定基準にすることは妥当である。一方、小歯車の歯面形状の調整に

おいて求められるのは、大歯車の歯面に適合する歯面を作り上げることであり、大歯車の基準歯面との乖離量を直接的に計測できる本方式が、理にかなったものである。

一方、小歯車についても歯切り段取りから理論的に形成される歯面を基準歯面とする方式（歯切り段取り歯面基準方式と呼ぶ）では、共役歯面基準方式について挙げた利点はすべて消滅する。この方式の利点は、小歯車についても歯切り段取りから予定される歯面形状からの差異を検出できることである。すなわちこの方式で測定される誤差量は、歯切り盤各部の寸法誤差、工具の誤差、工具の切れ味不良による誤差などによって生じるものである。前項で述べたように歯切り盤メーカーであるグリーンソン社がこの方式を採用したことは、製作した歯切り盤の精度を確認できる利点を取ったものであろう。この方式では測定された小歯車の歯面が大歯車の歯面と良い回転性能を有するか否かの考察は直感的には不可能であるため、グリーンソン社ではG-A-G-Eと称するコンピューターソフトを製作し、大小両歯車の歯面形状測定データから回転精度を算出する技術⁽⁷⁵⁾を発売しているが、技術の詳細は公表されておらず信頼性は不明である。また測定の後余分の手続きが必要であり、生産現場において手軽に活用できるものではない。

ハイポイドギヤの設計、製造、製品の稼働までの範囲で得られる情報の、設計、製造工程へフィードバックと言うシステムの観点から判断すれば、歯切り盤の精度については、それ自身を計測する事が適切であり、必要とされるのは回転性能に直結する形での歯面形状データである。このようなデータが得られる測定のためには、本研究で採用した共役歯面基準方式が最適である。

2. 2 共役歯面基準測定方式の原理

2. 2. 1 測定基準の定義と歯面形状の解析

実用されているハイポイドギヤの歯形としては、第1章1.2節で述べたように、グリーンソン方式の勾配歯歯形とクリンゲルンベルグ社などで用いられている等高歯歯形があるが、自動車の最終減速装置用歯車をはじめ、大部分のハイポイドギヤでグリーンソン方式の勾配歯歯形が採用されている。したがって、本研究ではグリーンソン方式の勾配歯歯形のハイポイドギヤを対象として、歯面形状測定法の開発を行った。しかし、等高歯歯形の歯車についても大歯車歯面の測定基準の計算式が異なる以外はすべて共通に取り扱う事ができる。

大歯車の測定基準としては、歯切り盤の段取りから理論的に形成される歯面を用いることから、まず、大歯車の歯切り法を示す（図2.2.1）。固定されたワークに対し、冠状の歯切りカッターの軸が紙面に垂直に設定されている。カッターの回転にともない8個の切れ刃が歯溝を通過し、各切れ刃のエッジが順次歯面の肉を削り取る。

7番の切れ刃によって凸側歯面が、8番の切れ刃によって凹側歯面が、それぞれ仕上げられ、次に1番の切れ刃が到達する前にワークが一ピッチ回転し、次の歯溝の切削が始まる。なお、各切れ刃が歯溝を通過する際に、カッターが軸方向に移動しない歯切り法がフォーメイト法、回転角に対し一定の割合の軸方向の押し込み運動がカッターに与えられる方式がヘリックスフォーム法と呼ばれている。

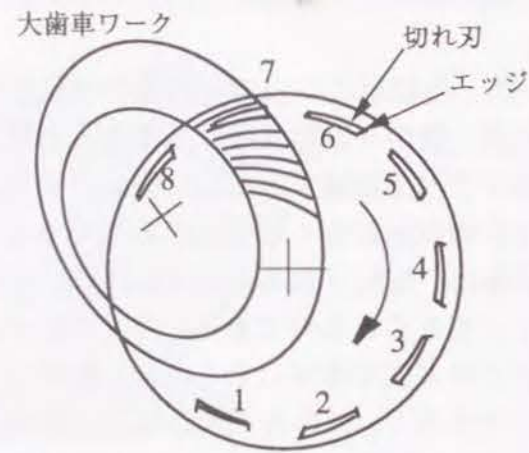


図2.2.1 冠状カッターによる大歯車成形歯切り

図2.2.2は、上記の歯切り法に

おいて7番および8番の切れ刃が歯面を形成する状況を、歯切り座標系に表示したものである。 $x'' y'' z''$ は歯切り盤に固定された直交座標軸であり、原点 O_M を機械中心と呼ぶ。図には、小歯車の歯面計算の都合から、小歯車の中心軸を、 $x'' - z''$ 平面に平行な姿勢で描いている。大小両歯車軸は、 y'' 軸方向にオフセット量 E だけ食い違っており、両歯車軸に立てた共通垂線の大歯車軸上の足を O_G 、小歯車軸上の足を O_P とする。 O_G と O_P を、それぞれ大歯車クロス点、小歯車クロス点と呼ぶことにする。 V 字形のカッター切れ刃の形状は、図2.2.1の7番と8番の切れ刃のエッジを一体に描いたものである。切れ刃の平均半径 R_C 、 V 字の底部の幅 W_G 、各エッジの角度 $\phi_b(1)$ 、 $\phi_b(2)$ は、使用されるカッター諸元により決定される。なおこの V 字形の切れ刃は回転につれリード L を持って軸方向に押し込まれるが、基準回転位相角 ψ_x の時に V 字の底部が $z'' = 0$ の平面に一致するよう設定されている。なおフォーメイト法については、リード L を0と置けば良い。原点 O_M に対するカッター軸の位置 H と V 、およびワークの位置と姿勢を表す $(M_D + X_G)$ と Γ_M は、歯切り盤の段取り諸元である。以上の値はグリーンソン社の歯切り段取り計算要領に従って算出される。

さて上記の位置関係にある V 字形の切れ刃がワークの歯溝を通過した軌跡が歯面となる。したがって、歯面上の任意点 G は、カッター回転位相角 α と切れ刃エッジの先端からの距離 S をパラメータとして表され、大歯車クロス点 O_G からの位置ベクトルは次式で表されることになる。

$$\vec{O_G G} = X_G \vec{g} + H \vec{i} - V \vec{j} - l \vec{k} + (R_C \pm W_G/2) \vec{r} + S \vec{t} \cdots (2.1)$$

但し、上段の符号と下段の符号は、それぞれ凹側歯面と凸側歯面の場合である。

$$\text{また、上式で } l = L (\alpha - \psi_x) / 2\pi \cdots (2.2)$$

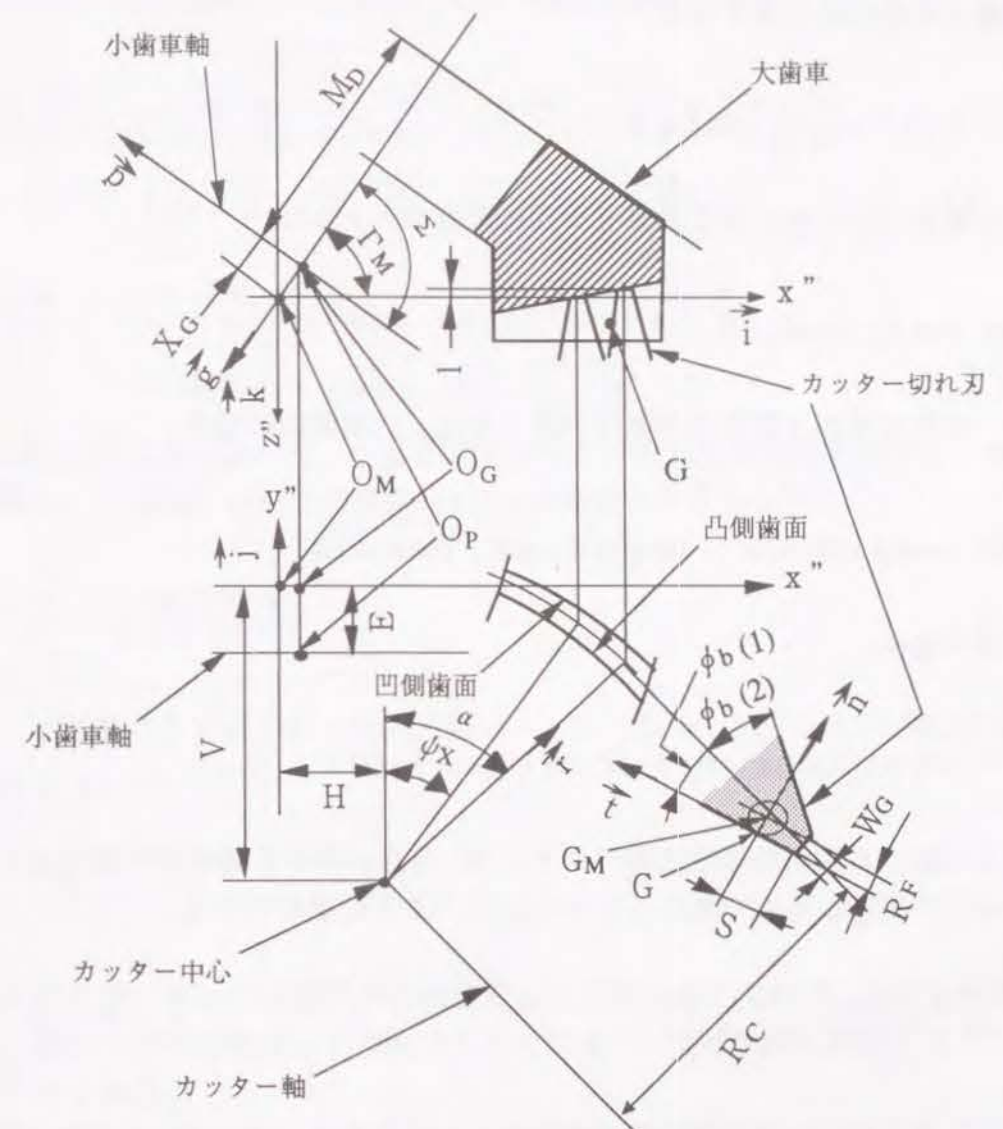


図2.2.2 大歯車の歯切り座標系

ここで L はカッターの一回転あたりの軸方向移動量(リード量)であり、 ψ_x と同様に歯切り段取り計算要領によって算出される。また式(2.1)の右辺における小文字で表したベクトルはすべて図中に示した単位ベクトルであり、 $x'' y'' z''$ 座標系においては以下のように表される。

まず、 x'' 、 y'' 、 z'' 各軸方向の単位ベクトルは、

$$\begin{aligned} \vec{i} &= (1, 0, 0) \\ \vec{j} &= (0, 1, 0) \\ \vec{k} &= (0, 0, 1) \end{aligned}$$

大歯車軸方向の単位ベクトルは、

$$\vec{g} = (-\cos \Gamma_M, 0, \sin \Gamma_M)$$

カッター軸中心から切れ刃に向かう方向の単位ベクトルは、

$$\vec{r} = (\sin \alpha, \cos \alpha, 0)$$

カッター切れ刃のエッジ方向の単位ベクトルは、凸側歯面の場合、

$$\vec{t} = (-\sin \phi_b(1) \sin \alpha, -\sin \phi_b(1) \cos \alpha, \cos \phi_b(1))$$

凹側歯面の場合、

$$\vec{t} = (\sin \phi_b(2) \sin \alpha, \sin \phi_b(2) \cos \alpha, \cos \phi_b(2))$$

次にG点における歯面の単位法線ベクトルは、G点における切れ刃の進行方向と切れ刃のエッジの両者に垂直であることから次式のように求められる。

$$\vec{n}_G = \vec{t} \times \vec{V}_C / |\vec{t} \times \vec{V}_C| \quad \dots (2.3)$$

ここで \vec{V}_C はG点における切れ刃の速度ベクトルであり、カッターの回転速度を ω_C とすると、凸側歯面の場合、

$$\vec{V}_C = \omega_C \left((R_C - W_G / 2 - S \sin \phi_b(1)) \vec{r} \times \vec{k} - L / (2\pi) \vec{k} \right) \quad \dots (2.4)$$

凹側歯面の場合、

$$\vec{V}_C = \omega_C \left((R_C + W_G / 2 + S \sin \phi_b(1)) \vec{r} \times \vec{k} - L / (2\pi) \vec{k} \right) \quad \dots (2.5)$$

以上式(2.1)と式(2.3)で大歯車の基準歯面上の点Gが定義された。次にこの大歯車歯面と共役な小歯車歯面の算出について述べる。図2.2.2の大歯車が中心軸回りに角度 θ だけ回転したとき、大歯車歯面上の点Gが小歯車の歯面上の点Pと接触するものとする。回転した位置における点Gの大歯車クロス点 O_G からの位置ベクトル

とそこにおける単位放線ベクトルは、つぎのように表される。

$$\begin{aligned} \vec{O}_G G' &= (\vec{O}_G G \cdot \vec{g}) \vec{g} + \cos \theta (\vec{O}_G G - (\vec{O}_G G \cdot \vec{g}) \vec{g}) \\ &\quad + \sin \theta \vec{g} \times (\vec{O}_G G - (\vec{O}_G G \cdot \vec{g}) \vec{g}) \quad \dots (2.6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \vec{n}_{G'} &= (\vec{n}_G \cdot \vec{g}) \vec{g} + \cos \theta (\vec{n}_G - (\vec{n}_G \cdot \vec{g}) \vec{g}) \\ &\quad + \sin \theta \vec{g} \times (\vec{n}_G - (\vec{n}_G \cdot \vec{g}) \vec{g}) \quad \dots (2.7) \end{aligned}$$

この回転した位置において、小歯車歯面上の点Pが大歯車歯面上の点Gと接触している事から、P点の小歯車クロス点 O_P からの位置ベクトルは、

$$\vec{O}_P P' = E \vec{j} + \vec{O}_G G' \quad \dots (2.8)$$

またこの状態のP点における単位法線ベクトル $\vec{n}_{P'}$ は、 $\vec{n}_{G'}$ と方向が反対であり次式で表される。

$$\vec{n}_{P'} = -\vec{n}_{G'} \quad \dots (2.9)$$

次にこの状態において大歯車が回転速度 ω で回転するとすれば、共役な小歯車は減速比 m を掛けた回転速度 $m\omega$ で回転することになり、接触状態にあるG点とP点の相対速度ベクトルは、

$$\vec{V} = \omega \vec{g} \times \vec{O}_G G' + m\omega \vec{p} \times \vec{O}_P P' \quad \dots (2.10)$$

ここで \vec{p} は、小歯車軸方向の単位ベクトルであり、

$$\vec{p} = (-\cos(\Sigma - \Gamma_M), 0, -\sin(\Sigma - \Gamma_M)) \quad \dots (2.11)$$

ただし Σ は大歯車軸と小歯車軸のなす角度である。

さてG点とP点が接触するための条件が、接触点における両者の相対速度の方向と接触点における歯面の法線の方向が直角関係であることは、良く知られたことであり次式のように表される。

$$\vec{V} \cdot \vec{n}_{G'} = 0 \quad \dots (2.12)$$

先に定義した大歯車の回転角 θ はこの式を満足する値として摂動法によって求められる。

さて、式(2.8)と式(2.9)で求められた小歯車歯面上の点Pの位置ベクトルと単位法線ベクトルは、大歯車の回転角 θ に対応して $m\theta$ だけ回転した位置におけるものである。回転前の静止状態における点Pの位置ベクトルとP点における単位法線ベクトルは次式のように求められる。

$$\begin{aligned} \vec{O_P P} = & (\vec{O_P P'} \cdot \vec{p}) \vec{p} + \cos(m\theta) (\vec{O_P P'} - (\vec{O_P P'} \cdot \vec{p}) \vec{p}) \\ & + \sin(m\theta) \vec{p} \times (\vec{O_P P'} - (\vec{O_P P'} \cdot \vec{p}) \vec{p}) \quad \dots (2.13) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \vec{n_P} = & (\vec{n_{P'}} \cdot \vec{p}) \vec{p} + \cos(m\theta) (\vec{n_{P'}} - (\vec{n_{P'}} \cdot \vec{p}) \vec{p}) \\ & + \sin(m\theta) \vec{p} \times (\vec{n_{P'}} - (\vec{n_{P'}} \cdot \vec{p}) \vec{p}) \quad \dots (2.14) \end{aligned}$$

以上、式(2.1)、式(2.3)と式(2.13)、式(2.14)がそれぞれ大小両歯車の基準歯面を表すことになるが、これらは歯切り盤の座標系 $x'' y'' z''$ において表現された単位ベクトルで構成されており、行列の形で表示すると下記のように表される。

$$\vec{O_G G} = (G_x'', G_y'', G_z'') \quad \dots (2.15)$$

$$\vec{n_G} = (n_{Gx}'', n_{Gy}'', n_{Gz}'') \quad \dots (2.16)$$

$$\vec{O_P P} = (P_x'', P_y'', P_z'') \quad \dots (2.17)$$

$$\vec{n_P} = (n_{Px}'', n_{Py}'', n_{Pz}'') \quad \dots (2.18)$$

ところで歯車の測定においては、図2.2.3に示すように、大小各歯車の中心軸を z 軸とし各歯車の背面上に原点 O_{GM} と O_{PM} を持つ座標系を用いるので、上記のベクトルを測定座標系に変換する必要がある。まず、大歯車については、図2.2.2の y'' 軸回りに反時計方向に $(\pi/2 - \Gamma_M)$ だけ回転し、さらに z 軸の値に歯車の組み付け距離 M_D を加えることにより以下のように算出される。

$$\begin{aligned} \vec{O_{GM} G} = & (G_x'', G_y'', G_z'') \begin{pmatrix} \sin \Gamma_M & 0 & -\cos \Gamma_M \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos \Gamma_M & 0 & \sin \Gamma_M \end{pmatrix} + (0, 0, M_D) \\ \equiv & (G_x, G_y, G_z) \quad \dots (2.19) \end{aligned}$$

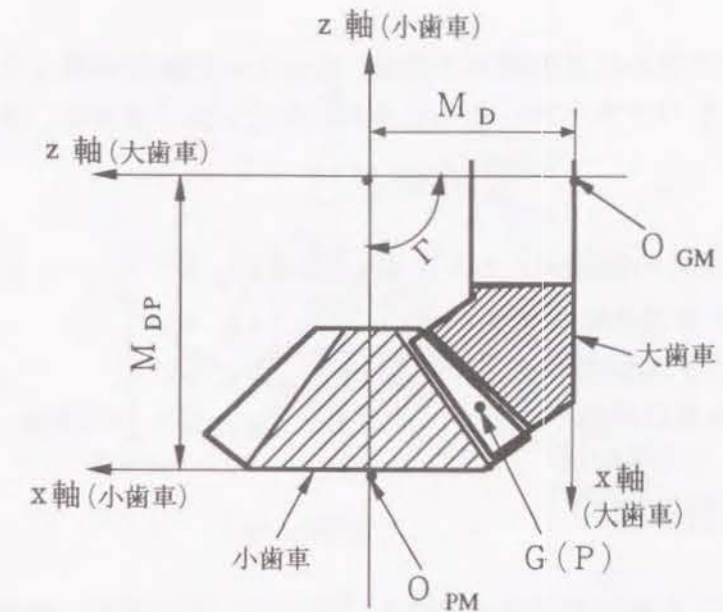


図2.2.3 大小各歯車の測定座標系

$$\begin{aligned} \vec{n_G} = & (n_x'', n_y'', n_z'') \begin{pmatrix} \sin \Gamma_M & 0 & -\cos \Gamma_M \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos \Gamma_M & 0 & \sin \Gamma_M \end{pmatrix} \\ \equiv & (n_{Gx}, n_{Gy}, n_{Gz}) \quad \dots (2.20) \end{aligned}$$

次に小歯車については、図2.2.2の y'' 軸回りに反時計方向に $(\pi/2 + \Sigma - \Gamma_M)$ だけ回転し、 z 軸の値に M_{DP} を加算することにより以下のように算出される。

$$\begin{aligned} \vec{O_{PM} P} = & (P_x'', P_y'', P_z'') \begin{pmatrix} -\sin (\Sigma - \Gamma_M) & 0 & -\cos (\Sigma - \Gamma_M) \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos (\Sigma - \Gamma_M) & 0 & -\sin (\Sigma - \Gamma_M) \end{pmatrix} \\ & + (0, 0, M_{DP}) \\ \equiv & (P_x, P_y, P_z) \quad \dots (2.21) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \vec{n_P} = & (n_{Px}'', n_{Py}'', n_{Pz}'') \begin{pmatrix} -\sin (\Sigma - \Gamma_M) & 0 & -\cos (\Sigma - \Gamma_M) \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos (\Sigma - \Gamma_M) & 0 & -\sin (\Sigma - \Gamma_M) \end{pmatrix} \\ \equiv & (n_{Px}, n_{Py}, n_{Pz}) \quad \dots (2.22) \end{aligned}$$

ところで上記で求めた基準歯面の値は、カッター回転位相角 α と切れ刃エッジの先端からの距離 S をパラメータとして求められていることから、次のように表現できる。

$$\left. \begin{aligned} \text{大歯車歯面点Gの位置ベクトル: } \overrightarrow{O_{GM}G}(\alpha, S) \\ \text{G点に置ける単位法線ベクトル: } \overrightarrow{n_G}(\alpha, S) \\ \text{小歯車歯面点Pの位置ベクトル: } \overrightarrow{O_{PM}P}(\alpha, S) \\ \text{P点に置ける単位法線ベクトル: } \overrightarrow{n_P}(\alpha, S) \end{aligned} \right\} \dots (2.23)$$

2.2.2 測定原理

本研究で開発した歯面形状測定原理を、図2.2.4に示す。測定原理は大小両歯車について全く同一であり、大歯車を例に取っている。被測定歯車は、回転テーブル上に同心に固定する。回転テーブルの軸を z 軸とし、回転テーブルの被測定歯車との接触面と z 軸との交点を原点とする直交軸座標系 x, y, z を設定するが、これは前節の式(2.23)で用いている座標系と同じである。球形の測定子は、その中心を任意の x, z 座標に設定でき、さらに y 軸方向には軽い力(測定圧)で物体表面に押しつけられ、中心点の $x-z$ 平面からの偏差量が検出されるよう構成する。被測定歯車の回転位置の基準を設定するために、被測定歯車の歯面上の一点を、測定基準点として定める。測定基準点としては、任意の点を選択することが可能であるが、一般的には歯面の中央部に設定することが、歯面全体における誤差量を小さく抑えることにつながり、測定精度の点で妥当である。測定基準点としてカッター回転位相角が α_0 、カッター切れ刃の先端からの距離が S_0 の点 G_0 を設定すると、点 G_0 の測定座標系の原点からの位置ベクトルと、 G_0 点における単位法線ベクトルは、式(2.23)より下記のように表される。

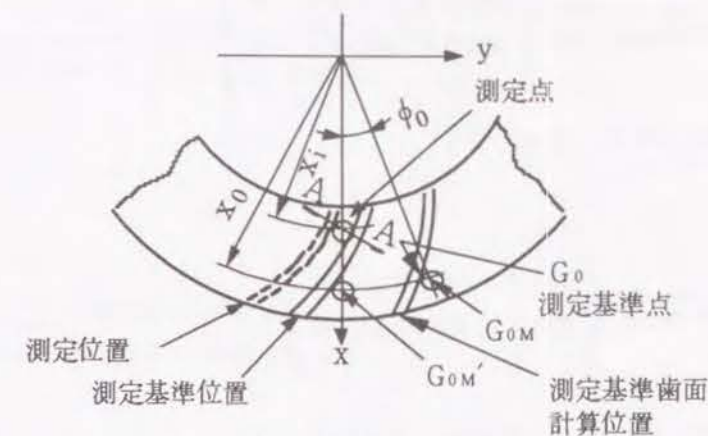
$$\overrightarrow{O_{GM}G_0} = \overrightarrow{O_{GM}G}(\alpha_0, S_0) \dots (2.24)$$

$$\overrightarrow{n_{G_0}} = \overrightarrow{n_G}(\alpha_0, S_0) \dots (2.25)$$

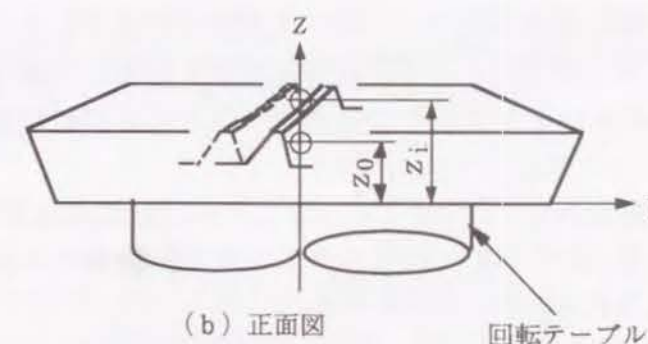
従って測定基準点 G_0 に接する測定子球の中心点 G_{0M} の位置は次式で算出される。

$$\begin{aligned} \overrightarrow{O_{GM}G_{0M}} &= \overrightarrow{O_{GM}G_0} + R_F \overrightarrow{n_{G_0}} \\ &\equiv (G_{0Mx}, G_{0My}, G_{0Mz}) \end{aligned} \dots (2.26)$$

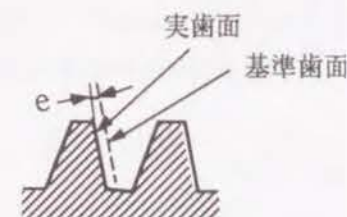
ここで、 R_F は測定子球の半径である。



(a) 上面図



(b) 正面図



(c) A-A断面図

図2.2.4 歯面形状測定原理

ところで、このようにして求めた点 G_{0M} は $x-z$ 平面から離れた位置に存在するが、測定に当たっては $x-z$ 平面上に来るよう、被測定歯車の回転位置を設定する。式(2.26)で求められた点 G_{0M} が、 z 軸に関して $x-z$ 平面となす角度を ϕ_0 とすると、

$$\phi_0 = \arctan (G_{0My} / G_{0Mx}) \dots (2.27)$$

従って、図に示す状態における測定子球中心点 G_{0M}' の位置と、歯面法線ベクトルは次式で求められる。

$$\begin{aligned}\overrightarrow{O_{GM}G_{0M}} &= \overrightarrow{O_{GM}G_{0M}} \begin{pmatrix} \cos \phi_0 & -\sin \phi_0 & 0 \\ \sin \phi_0 & \cos \phi_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \\ &\equiv (x_0, y_0, z_0) \quad \dots (2.28)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\overrightarrow{n_{G0}} &= \overrightarrow{n_{G0}} \begin{pmatrix} \cos \phi_0 & -\sin \phi_0 & 0 \\ \sin \phi_0 & \cos \phi_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \\ &\equiv (n_{G0x}, n_{G0y}, n_{G0z}) \quad \dots (2.29)\end{aligned}$$

被測定歯車の回転位置を設定するには、まず測定子球中心を式(2.28)で求められた x_0, z_0 の位置に設置し、つぎに被測定歯車を回転して歯面を測定子球に押しつけ、測定子球中心の $x-z$ 平面からの偏差量が0となる回転位置を回転位置の基準とする。

つぎに、任意の測定点 G_i については、カッター回転位相角を α_i 、切れ刃エッジの先端からの距離を S_i とすると、位置ベクトルと歯面法線ベクトルは、式(2.23)より次のように表される。

$$\overrightarrow{O_{GM}G_i} = \overrightarrow{O_{GM}G}(\alpha_i, S_i) \quad \dots (2.30)$$

$$\overrightarrow{n_{Gi}} = \overrightarrow{n}(\alpha_i, S_i) \quad \dots (2.31)$$

従って、測定点 G_i に接する測定子球の中心点 G_{iM} の位置ベクトルは

$$\begin{aligned}\overrightarrow{O_{GM}G_{iM}} &= \overrightarrow{O_{GM}G_i} + R_F \overrightarrow{n_{Gi}} \\ &\equiv (G_{iMx}, G_{iMy}, G_{iMz}) \quad \dots (2.32)\end{aligned}$$

この点 G_{iM} についても $x-z$ 平面とは離れた位置にあり、 z 軸に関し $x-z$ 平面と次式の角度 ϕ_i をなしている。

$$\phi_i = \arctan (G_{iMy} / G_{iMx}) \quad \dots (2.33)$$

点 G_i を測定するに当たっては、歯車を回転し点 G_{iM} を $x-z$ 平面上に設置することから、その状態における点 G_{iM}' の位置と歯面法線ベクトルを算出すると、

$$\begin{aligned}\overrightarrow{O_{GM}G_{iM}'} &= \overrightarrow{O_{GM}G_{iM}} \begin{pmatrix} \cos \phi_i & -\sin \phi_i & 0 \\ \sin \phi_i & \cos \phi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \\ &\equiv (x_i, y_i, z_i) \quad \dots (2.34)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\overrightarrow{n_{Gi}'} &= \overrightarrow{n_{Gi}} \begin{pmatrix} \cos \phi_i & -\sin \phi_i & 0 \\ \sin \phi_i & \cos \phi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \\ &\equiv (n_{Gix}, n_{Giy}, n_{Giz}) \quad \dots (2.35)\end{aligned}$$

歯面形状算出位置における点 G_{0M} と点 G_{iM} の z 軸に関してなす角度 ϕ_{0i} は、式(2.27)と式(2.33)より次式で算出される。

$$\phi_{0i} = \phi_i - \phi_0 \quad \dots (2.36)$$

点 G_{iM} の測定については、測定基準点の設定を行った状態から、回転テーブルを z 軸に関し左向きに ϕ_{0i} だけ回転させるとともに、測定子球中心を x_i, z_i の位置に設置し、歯面に接触した測定子球中心の $x-z$ 平面からの変位量 e_y を読みとる。歯面誤差量 e は、歯面に垂直方向の基準面からの偏差量として定義されることから、次式で算出できる。

$$e = e_y \cdot n_{Giy} \quad \dots (2.37)$$

2. 2. 3 測定実験装置と原点設定精度

図2.2.5は、歯面形状測定装置の外観を示す。Moor社(米国)製の直交座標方式三次元測定機を使用し、 x, y 方向に移動するクロステーブル上に回転テーブルを設置している。測定子を持った誤差検出器は、 y 軸方向の振れを検出する姿勢で、 z 軸方向移動ヘッドに取り付けている。図2.2.6は、被測定歯車近傍の写真を示す。被測定歯車は回転テーブル上に設置された油圧拡張式把持治具により把持されている。また把持治具の頂部には座標系の原点を設定するために用いる治具が装着されている。三次元測定機の各軸の位置設定精度は $1 \mu m$ 以内であり、回転テーブルの角度設定精度は 2 sec. 以内である。また測定子球の半径は 1.002 mm である。誤差検出器は電気マイクロメーターを組み込んだものであるが、測定子が当たる歯面が偏差量検出の方向に対し傾きを持っているため、板バネを用いた横方向剛性の大きな構造とした。図

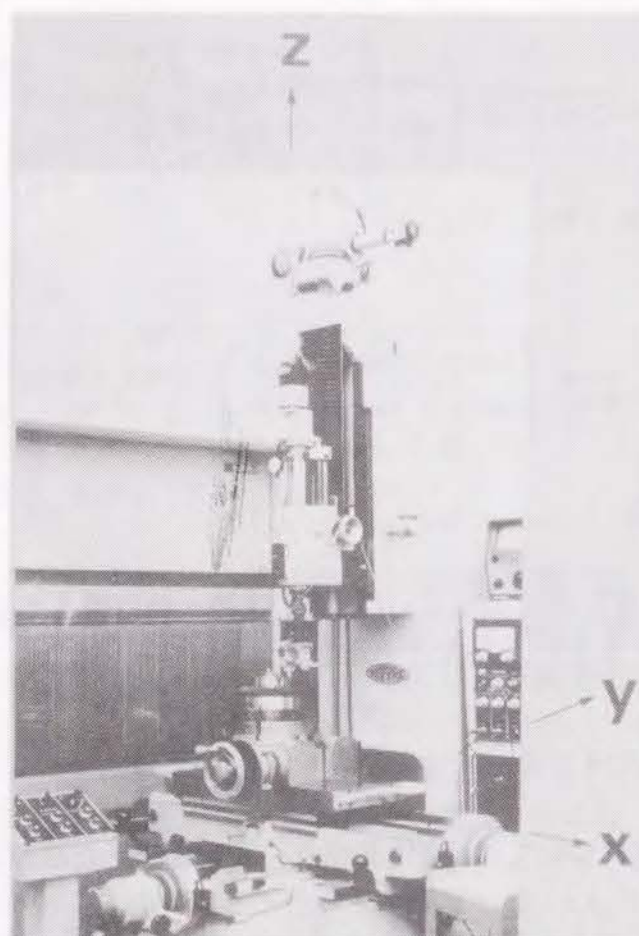


図 2.2.5 歯面形状測定装置外観

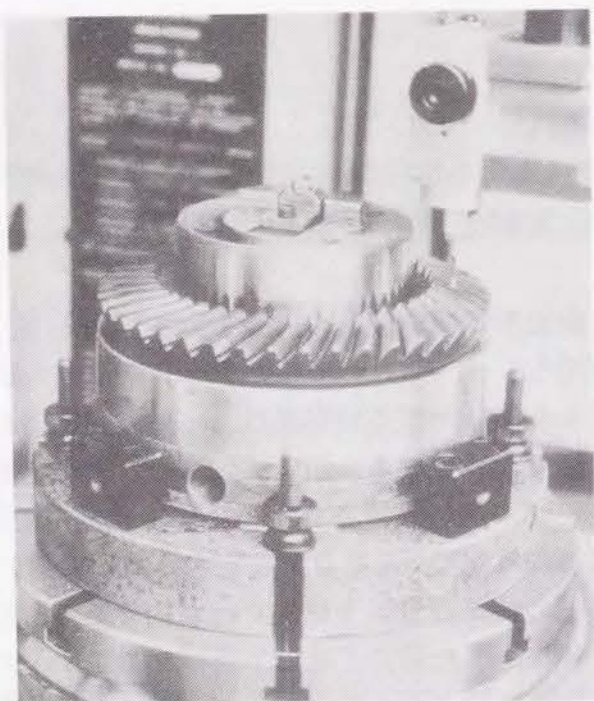
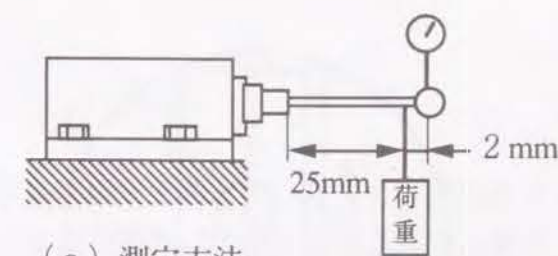
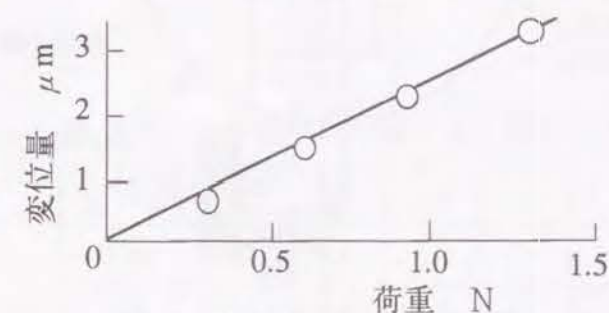


図 2.2.6 被測定歯車近傍の状態



(a) 測定方法



(b) 測定結果

図 2.2.7 誤差検出器の横方向剛性測定結果

2.2.7に誤差検出器の横方向剛性を調査した結果を示す。測定子の偏差検出方向は紙面に垂直方向であるが、それと直角方向の荷重を掛けて測定子の変位量を測定した。測定圧と同じ0.5 Nの荷重を掛けた場合の変位量は図より約 $1\mu\text{m}$ と極めて微小であることから、これにより引き起こされる測定誤差は無視することができる。

測定の座標系の原点を設定する手順は次の通りである。図2.2.8は、図2.2.6の写真の状態を図式的に表したものであり、中央部に原点設定用治具が取り付けられている。なお、原点設定用治具は小歯車と同一寸法の軸を持ち、小歯車軸把持用の穴に油圧力によって隙間無く把持されることにより、軸心が回転テーブル軸心（すなわちz軸）と一致することが保証されている。原点設定用治具の上部には、y軸原点設定用の平面とx、z軸原点設定用の球が設けられている。y軸原点設定用の平面は、z軸からの距離 Y_e が測定子球の半径に等しくなるよう狙って製作されたが、 Y_e の実測値は 1.003mm である。まず回転テーブルを調整し、y軸原点設定用の平面がx軸に平行になるように設定するが、測定子をy軸原点設定用の平面に押し当てた状態でx軸テーブルを移動させた際に、測定子の偏差量が変化しないことを確認することにより平面とx軸の平行が保証できる。次にこの状態において、測定子の偏差量が、測定子球の半径とy軸原点設定用の平面とz軸との距離 Y_e との差 $-1\mu\text{m}$ に一致するまでy軸テーブルの位置を調整し、そこをy軸の原点として設定する。

次にx軸とz軸の原点を設定する。x、z軸原点設定用の球は直径 9.5mm で、その頂点がy軸原点設定用の平面から 0.25mm だけ突出している。球中心のy軸からの距離 X_e と歯車取り付け面からのz軸方向の距離 Z_e はあらかじめ測定され既知である。

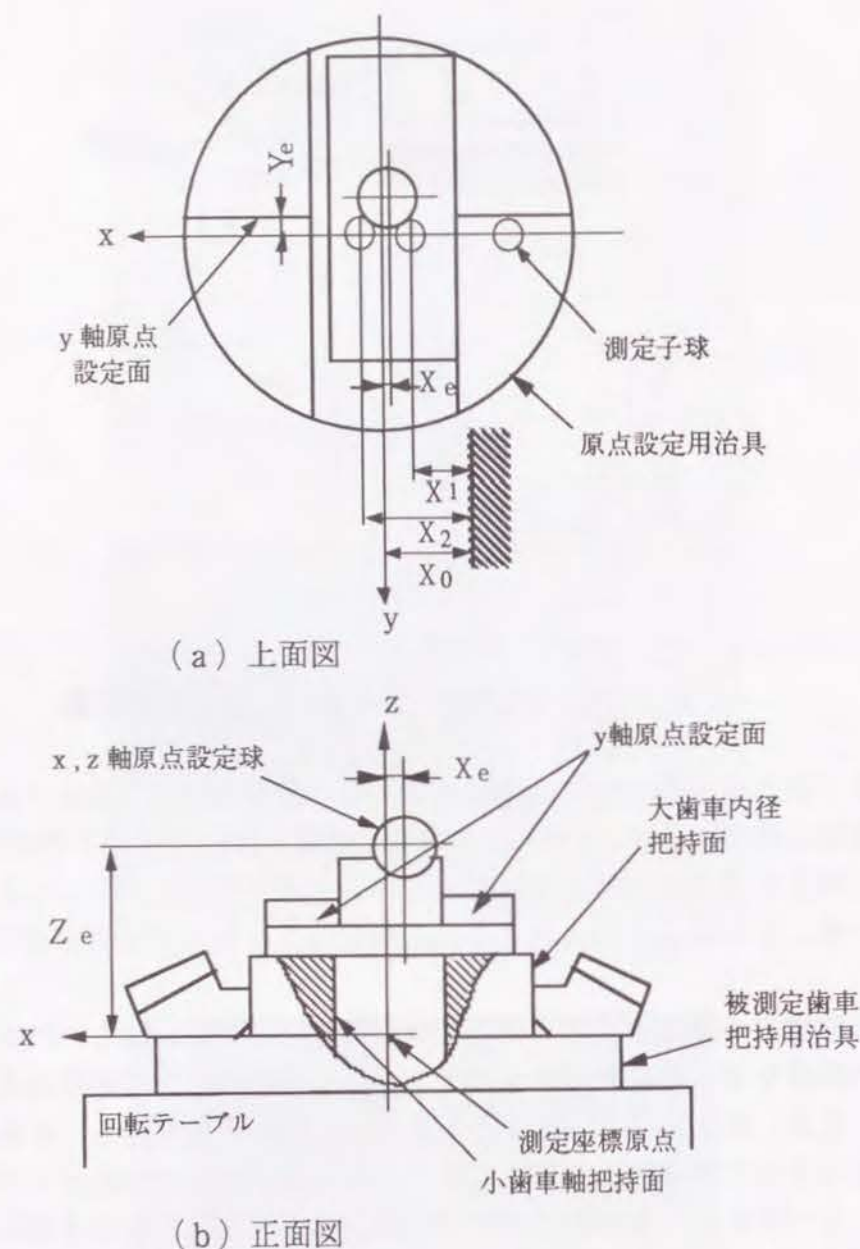


図2.2.8 原点設定用治具と設定原理

測定子球のz方向の位置を、x, z原点設定用の球の中心とほぼ同じ高さに設定し、x軸をスライドさせる。測定子の偏差が0となる時のx軸の位置 x_1 と x_2 を求め、次式で表す x_0 の位置をx軸の原点と設定する。

$$x_0 = (x_1 + x_2) / 2 + X_e \quad \dots\dots (2.38)$$

つぎにx軸スライドを X_e の位置に設定し、測定子をz軸方向に移動する。測定子の偏差が0となる時のz軸の位置 z_1 と z_2 を求め、次式で表す z_0 の位置をz軸の原点

と設定する。

$$z_0 = (z_1 + z_2) / 2 - Z_e \quad \dots\dots (2.39)$$

以上ですべての軸の原点を設定することができた。上記の手順に従って原点設定の繰り返し精度を調査した結果を表2.2.1に示す。最初に原点設定した位置からのズレ量で表現しているが最大のズレ量は $3.6\mu\text{m}$ と極めて小さく繰り返し精度は良好である。

表2.2.1 原点設定の繰り返し精度 (μm)

軸 \ 回数	1回	2回	3回	4回	5回
x軸	0	0.3	0.3	0.3	0.2
y軸	0	-0.4	-0.7	-3.6	-2.1
z軸	0	-2.5	-1.9	-2.2	-0.6

2.3 共役歯面基準による歯筋・歯形測定方式とその評価

2.3.1 歯筋・歯形測定方式の意義と測定結果の表現法

歯面形状の測定方式としては、先の図2.1.7に示した「歯筋、歯形測定方式」と「分散点測定方式」の両者について検討する。分散点測定方式は、歯面全体に分散配置した測定点において誤差量を測定をするものであり、歯面形状全体の傾向を概観するには好都合である。この方式による測定法と活用については、2.5節で記述する。一方の歯筋、歯形測定方式は、歯幅方向の歯筋測定線および歯丈方向の歯形測定線に沿って、連続的に測定を行うものである。歯筋測定線としては、切れ刃エッジの先端から一定の距離にある点がカッター回転によって描く線を用いた。すなわち歯筋測定線は、式(2.2.3)において S を一定とし α を歯幅の内端部から外端部に至るまで変化させることによって得ることができる。一方、歯形測定線としては、一定のカッター回転位相角における切れ刃エッジが表す直線を用いた。すなわち歯形測定線は、式(2.2.3)において α を一定にし S を0から歯先の高さまで徐々に変化させることによって得ることができる。この様にして得られる大小両歯車の歯筋、歯形測定線は、それぞれの測定線上における α と S が同一の点が式(2.1.2)を満たすことから、互いに共役である。

試験に供した歯車は、乗用車の最終減速歯車として用いられているものであり、先の図1.4.1で示した加工工程における完成品である。表2.3.1に主要諸元を示す。歯形・歯筋の測定結果は、図2.3.1に示すように表現する。図(a)と図(b)は、それぞれ小歯車および大歯車の歯筋形状であり、歯丈のほぼ中央部にあたる $S = 3.6\text{ mm}$ の位置で測定したものである。横軸には歯幅方向の展開位置を、縦軸には歯面誤差量を取っている。歯面誤差量の

表2.3.1 試験歯車の諸元

	小歯車	大歯車
歯 数	11	43
外 径 (mm)	76	180
モジュール (mm)	—	4.186
歯 幅 (mm)	33.8	28.0
ねじれ角 (deg.)	50.4	27.6
圧力角 (deg.)	10	28
オフセット (mm)	31.75	
歯切り法	ヘリックスフォーム	

符号は図(a)の小歯車については上方をマイナス側すなわち歯の実部側とし、図(b)の大歯車については下方をマイナス側すなわち歯の実部側としている。小さな白丸が個々の測定点であり、図から判るように歯幅方向長さ1mmの間隔で測定を行った。大小両歯車の歯筋形状において、歯幅中央部の誤差量がほぼ0であるが、これは中央部を測定基準点に設定していることによる。図(b)の大歯車について見ると、内端部および外端部で $8\text{ }\mu\text{m}$ ほどのプラスの誤差量となっており、中央部がへこんだ形状になっている。一方、図(a)の小歯車の歯筋形状については、中央部は滑らかな凸形状(クラウニング)となっている。ハイポイドギヤにおいては、歯車対の組付け誤差、負荷荷重によるアライメントの変化や歯形状の変形などのために生じる片当りを防止するために、このようにクラウニングを施すことが一般的である。内端側および外端側には突起形状が見られるが、これは小歯車の歯幅が大歯車の歯幅に較べて大きいために、ラッピング加工によって生じたものである。すなわち、両端部の突起をつなぐように描いたラッピング前の歯筋の想像線と測定形状との間の材料がラッピングによって削り取られ、両端部が突起となったものである。

図(c)と図(d)は、それぞれ大歯車と小歯車の歯幅中央部(カッター回転位相角 $\alpha = 0.77\text{ rad.}$)における歯形形状の測定結果である。縦軸方向に切れ刃エッジ先端からの距離を取っており、大歯車側では下が歯元で上が歯先であり、小歯車側では逆に下が歯先で上が歯元である。横軸の歯面誤差量については、大歯車では左側をマイナスに取り、小歯車では右側をマイナスに取っている。図より判るように測定点の間隔は 0.5 mm である。図(c)の大歯車の歯形形状を見ると、中央部は傾きを持った直線に近い形状であるが、歯元部と歯先部に突起が存在している。これは小歯車の歯筋形状の両端部突起と同様に、大歯車の歯丈が小歯車の歯丈より大きいためにラッピング加工によって生じたものである。すなわち歯先と歯元を結ぶ一点鎖線で描いたラッピング前歯形想像線との間が、小歯車歯面との摺り合わせによって削り取られている。図(d)の小歯車の歯形形状については、歯元側(図の上方)から3点目以下の測定

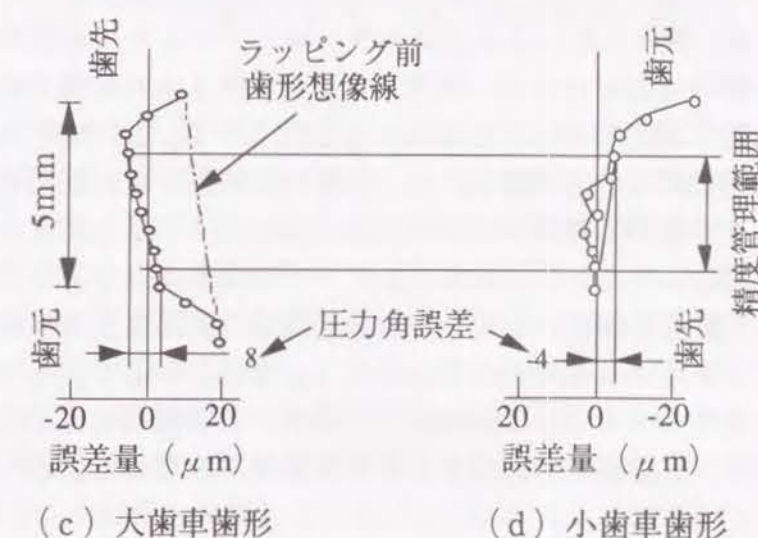
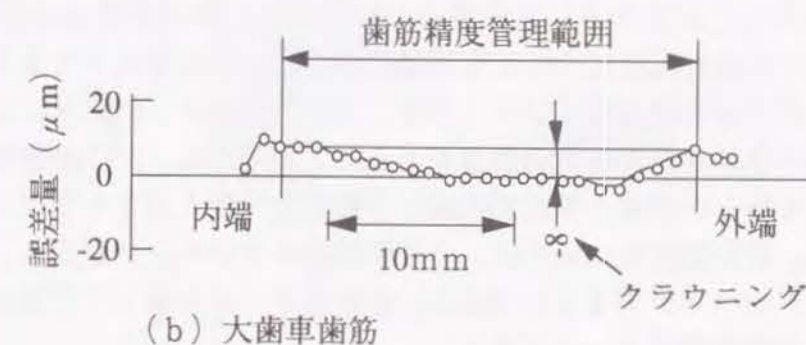
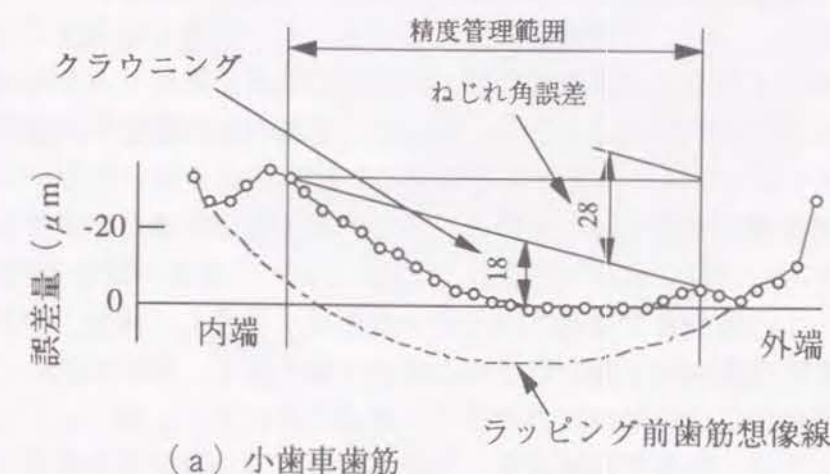


図2.3.1 歯筋、歯形測定結果例

点における誤差量は小さくゆるやかなクラウニング形状を呈しているが、歯元部では急激な逃げが見られる。この逃げは、歯切りカッターの切れ刃先端部に設けられたトップレムと呼ばれる微小な突起により形成されたものである。

本研究で提案している共役歯面基準により歯面形状誤差を定義する方法では、この様に表現された大歯車と小歯車の歯筋、歯形誤差曲線を重ねてみた場合、互いに向かい合った箇所が接触することになる。従って、現実の量産歯車の歯面形状測定結果を総合して、ラッピングによって生じた端部の突起形状部を除いた互いに接触する可能性のある範囲を精度管理範囲と定める。また、共役歯面基準の測定では、歯面形状精度が歯のかみあい状態に及ぼす影響は、インボリュート歯車の場合と同様であるので、インボリュート円筒歯車で蓄積された膨大な知識を延長し、歯筋、歯形形状の特徴量として、精度管理範囲内の測定形状の全体的な傾き量を、歯筋形状についてはねじれ角誤差、歯形形状については圧力角誤差と呼ぶことにする。図(a)と図(b)の歯筋形状については、精度管理範囲線と測定形状線の二つの交点を直線で結び、傾斜量を算出している。小歯車については $28\mu\text{m}$ だけ外端側が高い方向に歯のねじれ角誤差が生じていることが分かる。大歯車についてはねじれ角誤差はほぼ0である。図(c)と図(d)の歯形形状についても同様にして傾斜量を算出しており、大歯車については $8\mu\text{m}$ だけ歯先側が低くプラスの圧力角誤差があり、小歯車については歯先が $4\mu\text{m}$ だけ高くマイナスの圧力角誤差があることが分かる。次に測定形状線と精度管理線との交点を結んだ直線と測定形状線との垂離量の最大値をクラウニング量として算出している。歯筋形状については、小歯車側のクラウニングが $18\mu\text{m}$ 、大歯車側のクラウニングがマイナス $8\mu\text{m}$ である。歯形形状のクラウニング量は、大歯車側はほとんど0、小歯車側は $4\mu\text{m}$ である。

このような特徴量の算出は、歯車の精度を統計的に処理するためには不可欠のものである。例えば、焼き入れによる歪量を予め補正するように歯切り段取り条件を設定することが一般的に行われるが、焼き入れ歪量は焼き入れ前後の歯筋、歯形測定データの特徴量の差を算出することによって数値化される。この焼き入れ歪量は個々の歯車によって相当のばらつきがあるため、歪量の実態を正確に把握するには一定量以上の歯車のデータを集積し統計的に処理する必要がある。また焼き入れ工程の品質改善を目指す際には、このようにして求めた歪の平均値やばらつきなどの量が評価の指標となる。歯切り盤ごとの精度のばらつきや平均値の差異などの解析も特徴量として数値化されたデータがあって初めて可能となる。なお、本節で示した特徴量の算出法は最もシンプルなものであり、2.4節で記載するNC制御の歯筋歯形測定機においては、検査範囲中の全測定点のデータを電子計算機で処理して信頼性の高い特徴量を算出するようにしている。

さて次に、図2.3.2は、図2.3.1で示した大小両歯車の歯筋、歯形形状を互いに接する位置に接近させて描いたものであり、先の2.1.2項で記載した共役歯形基準測定方式の意義を具体的に示すためのものである。図(a)の歯筋形状においては、中央部から外端部にかけて両者がほぼ寄り添った形になっており、この部分で互

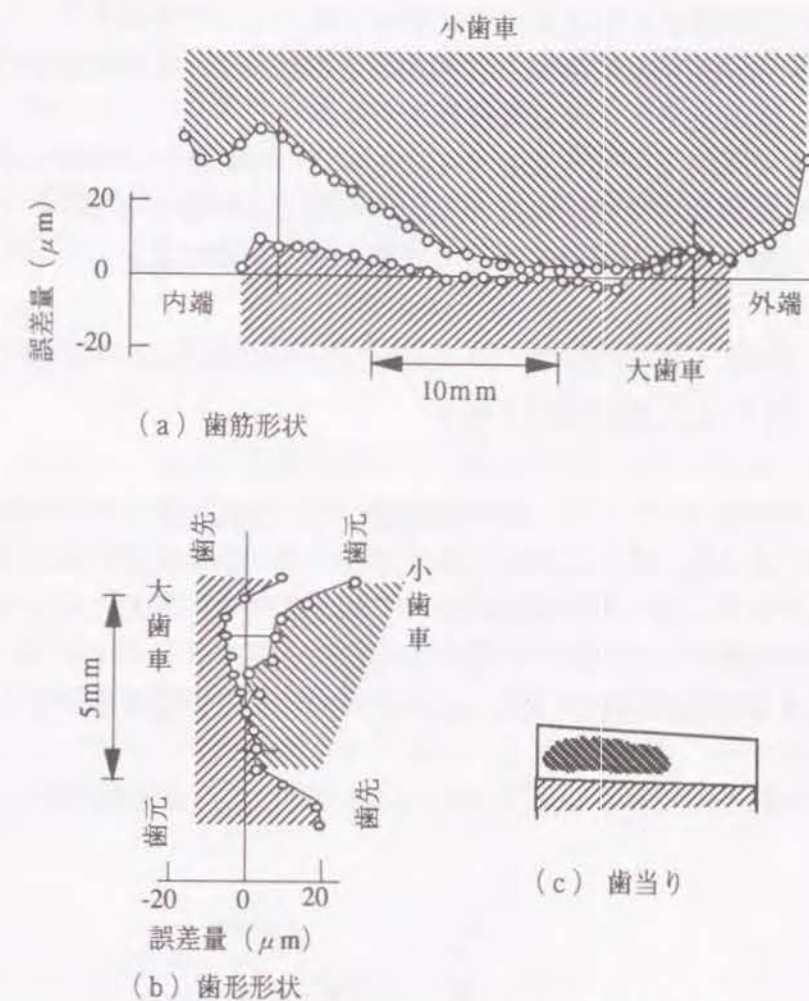


図2.3.2 大小歯車の歯筋、歯形形状の対比と歯当り

いに接触することが推定される。図(b)の歯形形状については、大歯車の歯元から中央部にかけて両歯車が寄り添った形を示している。図(c)は測定に供した歯車の歯当たりを示すが、歯筋、歯形の形状から推定されるものと良く合致している。さらに、両歯車の測定形状において向かい合った点は理論的には互いに接触する点であることから、両者の間の距離が相対的な誤差量となり共役性からの偏差を示すことになる。負荷による歯の変形が無い条件ではこれがそのままかみあい誤差を生じることになり、相対誤差の形態からその歯車の回転精度を推察することが可能である。後に2.5節で記述するように、電子計算機の助けを借りて歯面形状測定データからかみあい誤差を解析的に算出する技術も開発しているが、上記のように測定データから直ちに回転精度をある程度考察しうる歯筋、歯形形状データは、製造の現場で極めて大きな有益性を持つものである。

以上で述べた共役歯面基準による歯筋・歯形測定方式の意義について整理すると以下の如くである。

(1) 歯幅方向、歯丈方向の形状を、端部まで含めて精密に検出する事ができ、加工工程における微細な問題点まで見逃さずに解明することができる。

(2) 大小両歯車の測定形状を対比して観察する事により、共役歯面からの誤差が直ちに判明し、回転精度に関する考察ができる。

(3) 歯面の形を特徴量として定量化することにより、統計的な手法を用いて信頼度の高い加工工程の実態把握や回転精度の要因解析などが可能となる。

なお、これらに関する活用事例については第4章で記載する。

2. 3. 2 歯筋・歯形状におよぼす原点設定誤差の影響解析と繰り返し測定精度調査

2. 2. 3 項で述べたように、歯面の測定に先立ち測定機の座標系の原点を被測定歯車の座標系の原点に一致させる原点設定を行うが、原点設定において誤差が存在すると、その誤差はその後の歯面測定において測定誤差を引き起こすことになる。原点設定誤差をどの程度以下に抑止すべきかの目標量を推定するためには、原点設定誤差が引き起こす歯面測定誤差量と歯筋、歯形状に対する影響を解明しておく必要がある。

いま、正規の原点に対するx軸、y軸、z軸方向の原点設定誤差を、それぞれ Δx 、

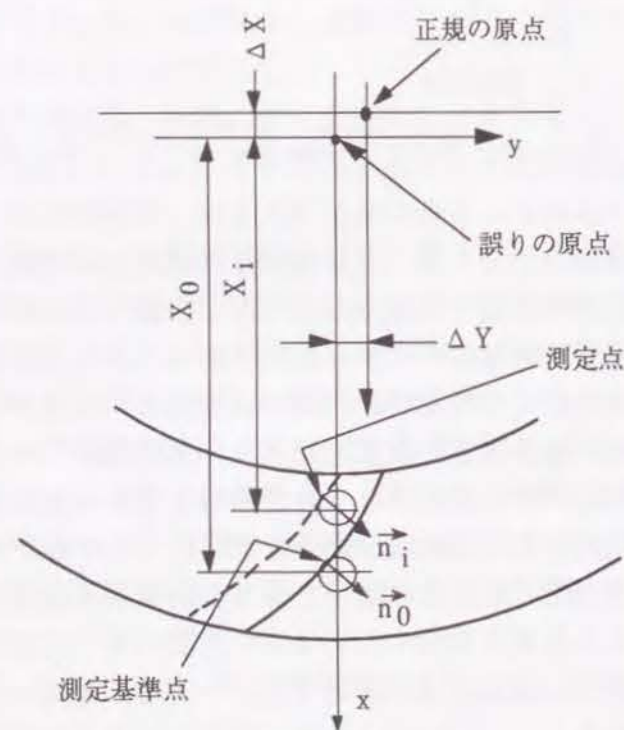


図2.3.3 原点設定誤差の影響解析

Δy 、 Δz とする。図2.3.3に示すように、 Δx は、測定基準点の設定と測定点の設定の両者に対し影響を及ぼす。

まず、測定基準点の設定において測定子中心が正規の位置より Δx だけ差のある位置に設定されるため、正しい位置に設置された場合の被測定歯車の歯面と測定子球の間には近似的に $(n_{G0x} \Delta x)$ の隙間が生じる。しかし、実際には誤差のある位置に置かれた測定子球に歯面が接するよう被測定歯車を回転し、その位置を被測定歯車の角度の基準位置に設定する。従って、角度の基準位置には次式で表す誤差が発生する。

$$\Delta \theta_{ox} = \frac{n_{G0x}}{n_{G0y}} \frac{\Delta x}{x_0} \quad \dots (2.40)$$

ここで、 x_0 、 n_{G0x} 、 n_{G0y} は、測定基準点の位置とそこにおける歯面法線ベクトルの成分を表す数値であり、式(2.28)と式(2.29)によって算出される。

次に、測定時には、被測定歯車の回転位置は、上記の式(2.40)で求めた $\Delta \theta_{ox}$ だけ誤差を持つ位置に設置されるため、測定点は正規の点からy軸方向に $(\Delta \theta_{ox} x_i)$ だけ移動した位置に設置され、測定子はその量だけ偏差を生じることになる。従って、歯面法線方向の誤差量は $(\Delta \theta_{ox} x_i n_{Giy})$ となる。次に、原点設定誤差 Δx によって、測定点の位置が Δx だけ狂うことによって、歯面法線方向の誤差 $(-n_{Gix} \Delta x)$ が発生する。従って、 Δx によって生じる誤差は次式のように表される。

$$(e) \Delta x = \left(\frac{n_{G0x}}{n_{G0y}} \frac{x_i}{x_0} n_{Giy} - n_{Gix} \right) \Delta x \quad \dots (2.41)$$

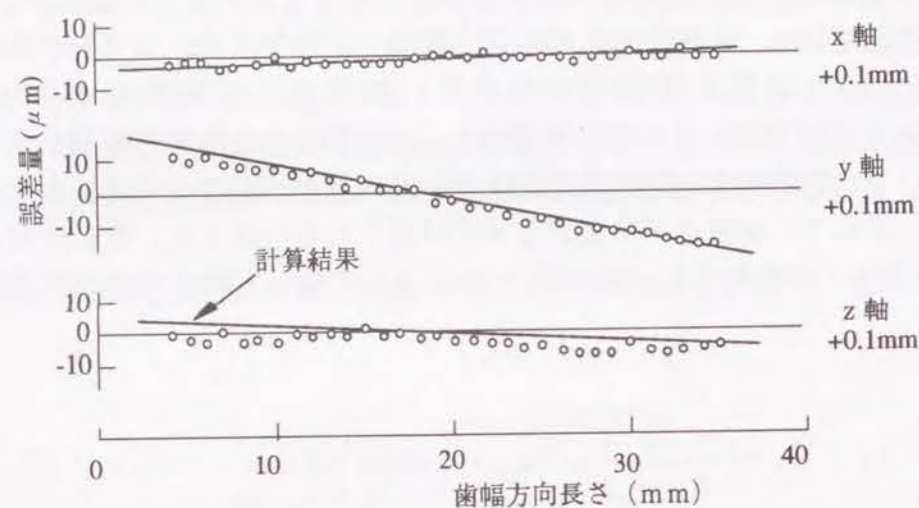
y軸およびz軸方向の原点設定誤差 Δy 、 Δz によって生じる歯面誤差についても、同様な考え方で算出することができ、それぞれ以下のように表される。

$$(e) \Delta y = \left(\frac{x_i}{x_0} n_{Giy} - n_{Giy} \right) \Delta y \quad \dots (2.42)$$

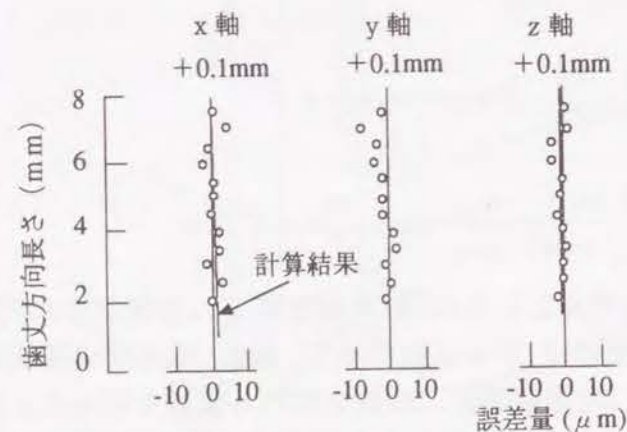
$$(e) \Delta z = \left(\frac{n_{G0z}}{n_{G0y}} \frac{x_i}{x_0} n_{Giy} - n_{Giz} \right) \Delta z \quad \dots (2.43)$$

上記の理論解析を検証するとともに、原点設定誤差の影響度を解明するため、x、y、z各軸の原点を各々単独に0.1mm狂わせて、歯筋、歯形測定線上の歯面誤差を測定し、正しい原点で測定した歯面誤差との差を求める実験を行った。図2.3.4は大歯車についての実験結果である。図中の小さい○印が実験により得られたものであり、実線は式(2.41)、式(2.42)、式(2.43)によって算出したものである。歯筋、歯形とも、実測値と計算値は良く一致しており、ほぼ直線的な変化が生じていることが分かる。図(a)の歯筋形状については、x軸とz軸の誤差の影響は小さく、全

歯幅におけるねじれ角変化量はそれぞれ $3\mu\text{m}$ 、 $7\mu\text{m}$ である。一方、 y 軸の誤差の影響はやや大きく全歯幅で約 $28\mu\text{m}$ である。図 (b) の歯形形状については、各軸の誤差の影響は極めて微小である。次に図 2.3.5 は小歯車についての結果であるが、ここでも実測結果と計算結果は良く一致している。形状の変化は、歯筋の x 軸について $4\mu\text{m}$ 程度のクラウニングが生じている以外は直線的である。図 (a) の歯筋については、 x 、 y 、 z 各軸の誤差によるねじれ角の変化はそれぞれ $4\mu\text{m}$ 、 $22\mu\text{m}$ 、 $20\mu\text{m}$ である。図 (b) の歯形については、 x 、 y 、 z 各軸の誤差による圧力角変化は、それぞれ $10\mu\text{m}$ 、 $7\mu\text{m}$ 、 $5\mu\text{m}$ である。図 2.3.4 と図 2.3.5 から、ねじれ角と圧力角の変化量は平均的には原点設定誤差量の 5 分の 1 以下であることから、原点設定の誤差を $10\mu\text{m}$ に抑えれば $2\mu\text{m}$ 程度の測定精度が得られることが分かる。



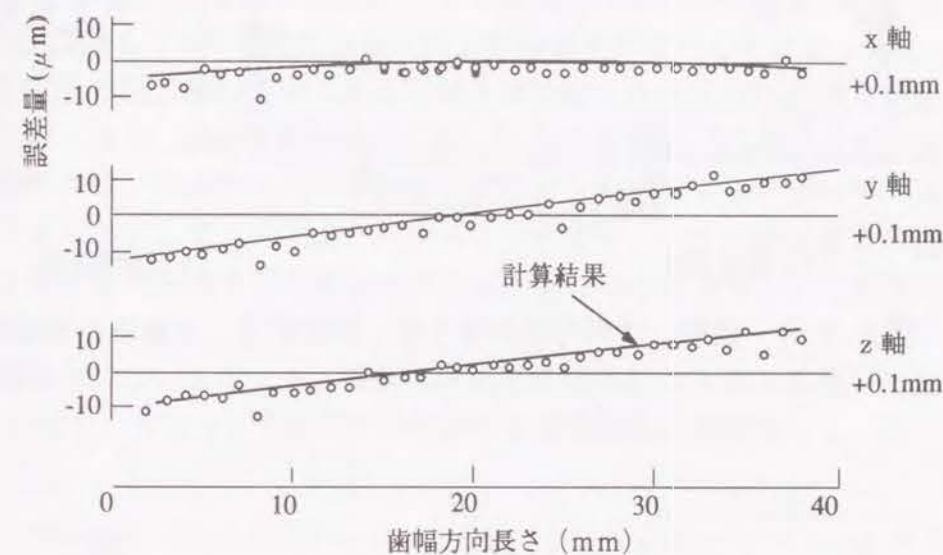
(a) 歯筋形状



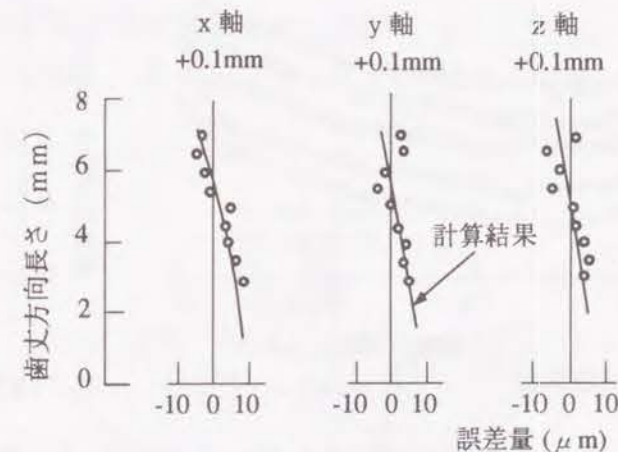
(b) 歯形形状

図 2.3.4 歯筋、歯形形状に及ぼす原点設定誤差の影響
(大歯車凸側歯面)

原点設定を含む測定の実現性を調査するため、原点設定を行ったあと特定の歯について歯筋、歯形形状を測定する作業を 5 回繰り返した。図 2.3.6 と図 2.3.7 に、それぞれ大歯車と小歯車についての結果を示すが、歯筋、歯形形状とも良い再現性を示している。また 2.3.1 項で述べた精度管理範囲におけるねじれ角誤差値と圧力角誤差値を算出し、ばらつき量を調査したところ、大歯車のねじれ角については $4\mu\text{m}$ 、圧力角については $2\mu\text{m}$ であり、小歯車のねじれ角については $3\mu\text{m}$ 、圧力角については $1\mu\text{m}$ と、測定精度について良好な再現性を示す結果が得られた。



(a) 歯筋形状



(b) 歯形形状

図 2.3.5 歯筋、歯形形状に及ぼす原点設定誤差の影響
(小歯車凹側歯面)

2. 4 NC制御方式の歯筋、歯形測定機の開発と性能評価

2. 4. 1 測定機の原理と構成

前節までで述べた汎用三次元測定機を用いる測定では、手作業で測定点毎に測定子と被測定歯車の位置設定を行うため、測定に長時間を要し、製造現場での使用に耐えるものではない。そこで本研究では、NC制御による自動測定機の原理について研究し、既存の円筒歯車用測定機に匹敵する測定能率を有する測定機の実現を目指す。

測定原理の基本は2. 2節に記述したものと同じであるが、図2. 4. 1に示すように、 $x-z$ 平面から Y_E だけ隔たった平面上で測定子の球中心を設定するようにした。これは、測定子の誤差検出方向である y 軸方向に対する測定点における歯面の傾きを減少することにより、測定精度の向上を狙ったものである。 Y_E は、任意の値を選択できるが、ここでは、内端部における歯面法線ベクトルが $y-z$ 平面に平行になるような値を用いることにした。このようにすることにより、一本の歯筋および歯形の形状を測定する際の被測定歯車の回転方向の逆転が防げることから、NC制御の精度の点で有利である。

まず測定基準点について考える。歯面形状算出状態における測定基準点に接する測定子球中心 G_{0M} を、 $y = Y_E$ 平面に移すための被測定歯車の回転角 ϕ_0' は、

$$\phi_0' = \arctan (G_{0My} / G_{0Mx}) - \arcsin (Y_E / \sqrt{G_{0My}^2 + G_{0Mx}^2}) \quad \dots (2.44)$$

従って、測定基準点に接する測定子球中心の位置ベクトルと、そこにおける歯面法線ベクトルは、式(2.28)と式(2.29)の ϕ_0 の代わりに ϕ_0' を用いることによって算出される。

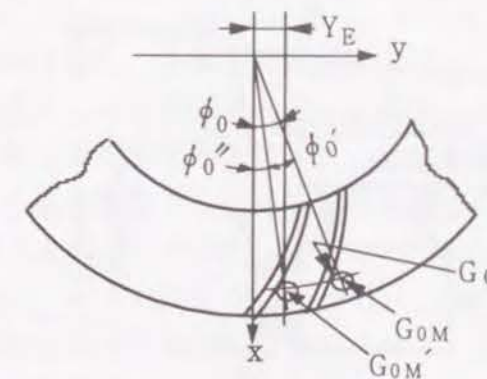


図2.4.1 歯面形状測定位置

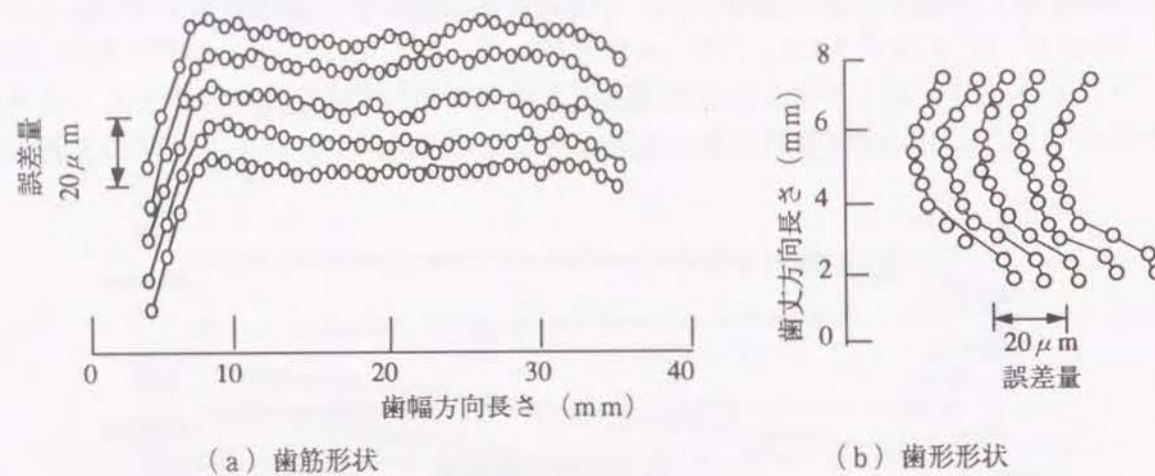


図2.3.6 歯筋、歯形形状の繰り返し測定結果（大歯車凸側歯面）

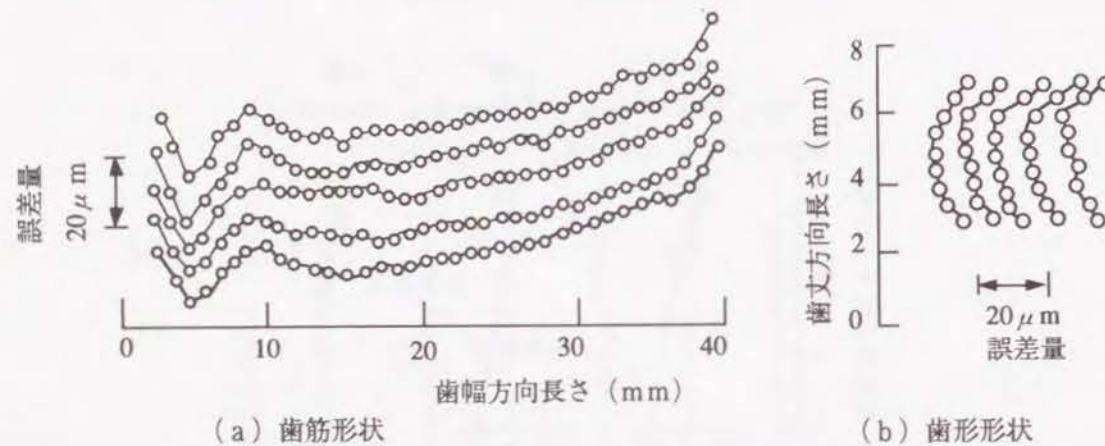


図2.3.7 歯筋、歯形形状の繰り返し測定結果（小歯車凹側歯面）

測定点についても全く同様であり

$$\phi_i' = \arctan(G_{iMy}/G_{iMx}) - \arcsin(Y_E/\sqrt{G_{iMy}^2 + G_{iMx}^2}) \quad \dots (2.45)$$

上式で算出される ϕ_i' を ϕ_i の代わりに用い、式(2.34)と式(2.35)から測定点の位置ベクトルとそこにおける歯面法線ベクトルを求めることができる。また、測定基準点において被測定歯車の回転の位置を設定した状態から、測定点の測定を行うために歯車を回転する角度 ϕ_{0i} は、式(2.36)の ϕ_0 と ϕ_i を、それぞれ ϕ_0' と ϕ_i' に置き換えることによって求めることができる。

つぎに、測定能率を向上するために下記の2項目の点につき新たに改良を加えた。

- (1) 歯面誤差検出器は、直交する二軸方向の振れを検出する方式とし、測定座標の原点設定の簡素化と共に歯面誤差量検出の高精度化を図った。
- (2) 歯筋、歯形の測定線に沿って測定子を連続的に走査する方式とし、それに伴う歯面誤差算出手法を開発した。

新たに開発した誤差検出器と原点設定方法は以下の通りである。図2.4.2に誤差検出器の機構を示す。測定子を保持する部材Aは、平行に配置された一組の板バネBによって部材Cに連結されている。また部材Cは、平行板バネBに直角方向に配置された平行板バネDによって、検出器の固定部に連結されている。板バネは、中央部が変形を防止する補強板に挟まれており、両端部で微小量だけ弾性的に折れ曲がることのできるが、図に垂直方向には極めて剛である。従って、平行に配置された一組の板バネによって、一方向のみの微小量の変位が可能となる。このような平行板バネの作用によって、図における測定子の上下方向の変位量と左右方向の変位量は、それぞれ部材Aの上下方向の変位量と部材Cの左右方向の変位量に一致することから、各部材の変位量を電気マイクロメーターによって測定することにより、測定子の上下および

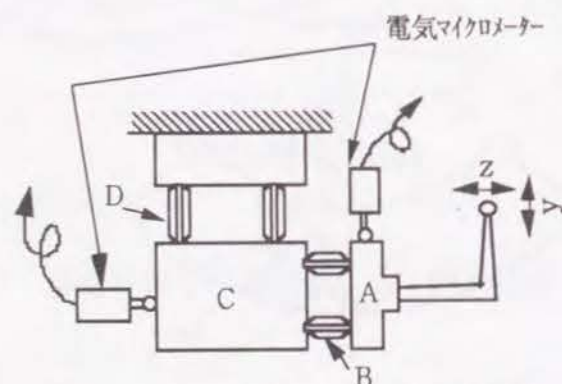


図2.4.2 歯面誤差検出器の構造

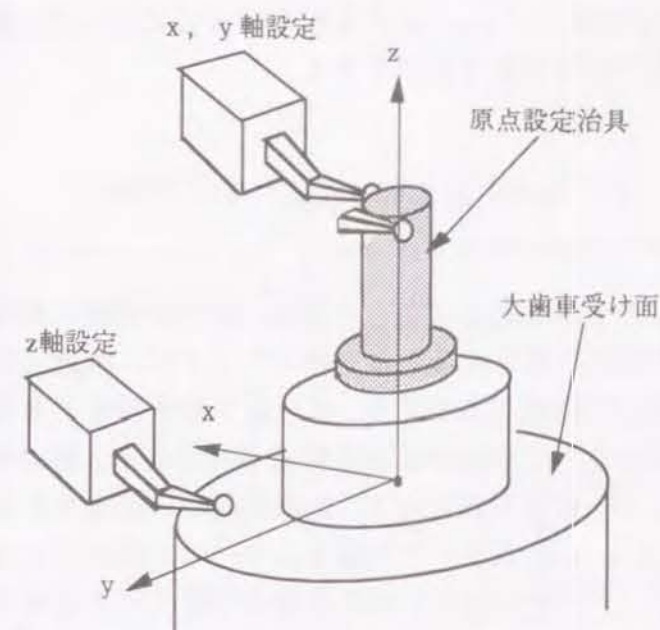


図2.4.3 原点設定方法

左右方向の変位量を検出することができる。なお、今回製作した検出器における測定子の計測範囲は、中立点に対し上下方向、左右方向にそれぞれ $\pm 0.2\text{mm}$ である。また、検出器を測定機に搭載する際の姿勢としては、図の上下方向および左右方向を、それぞれ測定機のy方向、z方向に設定する。

図2.4.3は原点設定方法を説明するものである。誤差検出器は、x、y、zの直交三軸方向に移動する構造体上に保持されている。円柱体を持つ原点設定治具を小歯車の軸を把持する穴に装着する。まずz軸については、大歯車受け面に測定子を押し当てて平面の高さ位置を検出し、その位置を0点に設定する。次に原点設定治具の円柱体の周上の数点に測定子を当てそれら点の座標値から最小自乗法により円柱の中心(すなわちx、yの原点)のx、y座標を算出し、そこをx、y軸の0点に設定する。以上の原点設定作業を繰り返し、各軸の0点設定のばらつきを測定した結果、各軸におけるばらつき幅は最大 $6\mu\text{m}$ 以内であった。これは、2.2.3項で調査した実験装置におけるばらつき幅とはほぼ同等であり、良い精度が確認された。

歯筋、歯形測定線に沿って測定子を連続的に走査して測定を行うために、つぎの方法を開発した。測定線上に配列した測定点について算出した測定基準歯面のデータ(測定子中心の座標値 x_i, y_i, z_i と被測定歯車の回転角)に従って、NC制御により歯面誤差検出器と被測定歯車を連続的に移動させる。高精度の移動を得るための機構上の対応は万全にする必要があるが、移動に伴う慣性や摩擦に起因する誤差は不可避である。そこで歯面誤差検出器のx、y、z三軸と被測定歯車の回転角について位

置を計測する装置を設置し、これらが連続的に移動する中で、被測定歯車の回転角の計測値が基準歯面の数値データに一致した瞬間において、測定子の位置 (x_{iM} , y_{iM} , z_{iM}) と検出器の測定子の振れ (e_y , e_z) を検出することとした。歯面誤差 e は、これらのデータから次式で算出することができる。

$$e = (x_{iM} - x_i) n_{Gix} + (y_{iM} - y_i + e_y) n_{Giy} + (z_{iM} - z_i + e_z) n_{Giz} \quad \dots (2.46)$$

以上の測定原理を実現するために開発した歯筋、歯形測定機の基本的な構成を図2.4.4に示す。歯面誤差検出器を保持する z 軸スライドは、紙面に垂直方向に移動できるように y 軸スライド上に搭載されており、さらに y 軸スライドを保持するコラムは x 軸スライドの上を図の左右に摺動するよう構成されている。各スライドは、サーボモーターで駆動されるボールネジによって、処理装置から伝達される命令に従って動かされる。また、 x , y , z 各スライドにはリニヤーエンコーダーが取り付けられており、リニヤーエンコーダーから出力される各軸の位置データはインターフェースを介して処理装置に伝達される。被測定歯車を保持する回転治具は、 θ 軸サーボモーターによって、処理装置から伝達される命令に従って回転させられる。またその回転位置は、回転治具と一体に構成された円盤によって駆動されるロータリーエンコーダーによって検出され、処理装置に伝達される。処理装置に集められた x , y , z 軸の位置データと歯面誤差検出器の出力データを用い、式 (2.46) によって歯面の誤差値を演算する。

2.4.2 開発した測定機と測定結果の表現法

図2.4.5に本研究において開発した測定機の全体を示す。被測定歯車としては、リング形状の大歯車と、軸付き形状の小歯車の測定ができる。小歯車については一般には軸部を内径コレットで把持するが、上下両センターで把持することも可能である。大歯車は、外径が300mmのものまで測定可能である。図2.4.6は、被測定歯車の近傍の写真で、小歯車の歯面に測定子球が接触している状態を表している。測定子は大小両歯車の歯面に接触ができるよう、斜めに傾いている。本測定機により測定できる歯筋、歯形の測定線を図2.4.7に示すが、歯形については最大29本の測定線のデータを、歯筋については最大9本の測定線のデータを処理装置の中に記憶することができる。なお歯筋、歯形とも一本の測定線の中に113個の測定点をもつよう設定している。測定に当たっては、処理装置に記憶した測定線の中から任意の測定線を選択することができる。また一個の歯車について測定する歯の数を、一歯、二歯、四歯、全歯の中から選択することが可能である。

以上に記述した歯筋、歯形測定機による測定手順を図2.4.8に示す。左側のデータ作成作業では、歯車諸元、歯切り段取り、カッター諸元と基準歯面計算条件を入力

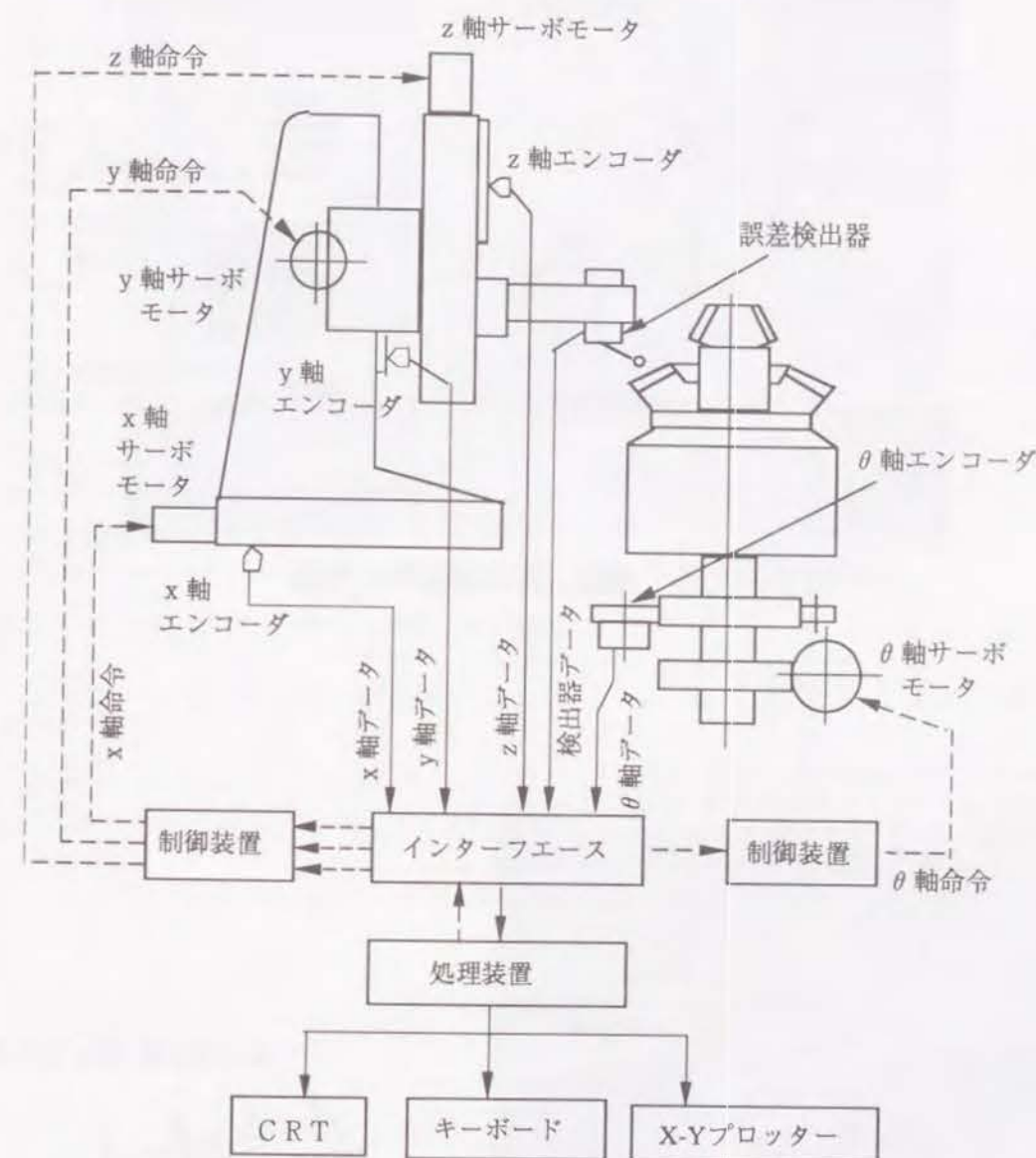


図2.4.4 歯筋、歯形測定機の構成



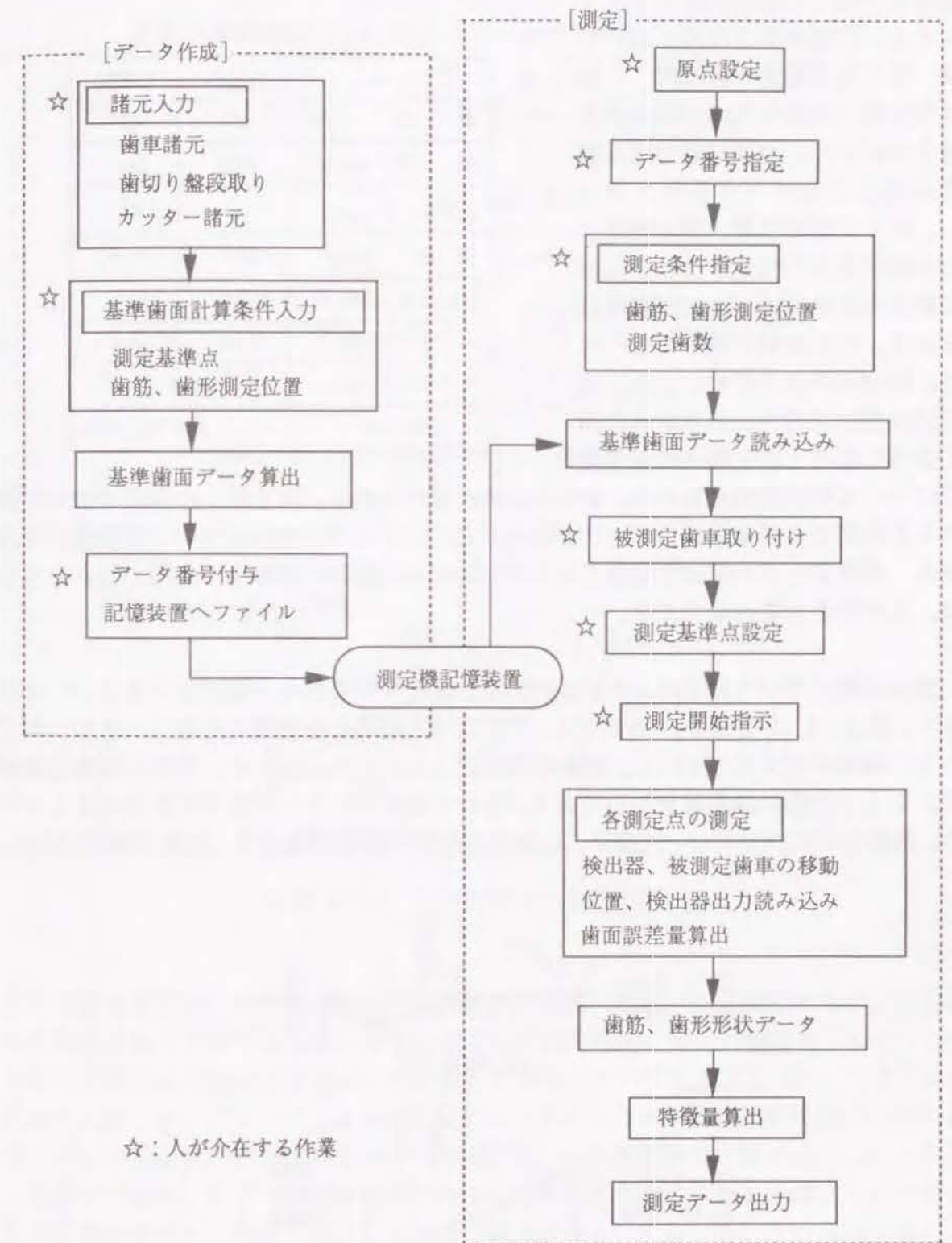
図 2.4.5 歯筋、歯形測定機の外観



図 2.4.6 歯筋、歯形測定の状態



図 2.4.7 歯筋、歯形測定線



し、基準歯面データを算出して測定機に付属した記憶装置にファイルする。右側の測定作業においては、まず原点設定を行うが、これは測定機の電源を入れた時のみ実施すればよい。つぎに測定する歯車に対応したデータ番号を指定し、さらに測定位置・測定歯数などの測定条件を指定すると、記憶装置から基準歯面データが読み込まれる。次に被測定歯車を取り付け、測定基準点を設定した後、測定開始指示を行う。指示された測定条件に応じて測定線上の各測定点について順次測定が行われ、歯面誤差量が算出される。測定線上の全点の測定が終わると歯筋および歯形形状データが得られたことになり、それについて特徴量が算出され、形状データと併せて結果の出力が行われる。なお、図の中で☆印が付いた項目は、人が介入する作業である。

表 2.4.1 試験歯車の諸元

	小歯車	大歯車
歯 数	10	41
外 径 (mm)	89.3	241
モジュール (mm)	—	5.885
歯 幅 (mm)	39.2	35.6
ねじれ角 (deg.)	52.2	38.6
圧力角 (deg.)	21.6	23.4
オフセット (mm)	25.4	
歯切り法	ヘリックスフォーム	

測定実験に用いた歯車は、ラッピング加工後のものであり主要諸元を表 2.4.1 に示す。図 2.4.9 と図 2.4.10 は、それぞれ大歯車と小歯車の測定データの一例であり、歯形形状を図 (a) に、歯筋形状を図 (b) に示している。歯形、歯筋の両形状とも上下方向に誤差量を取っており、図の下側をマイナスすなわち実態側としている。歯形形状については、大歯車、小歯車とも図の左側が歯元で、右側が歯先である。

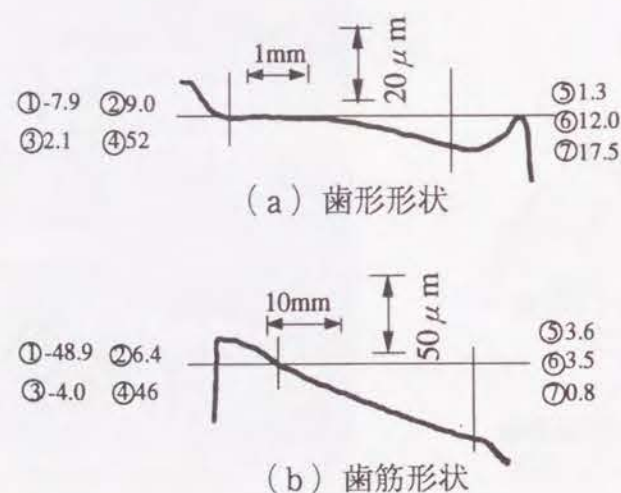


図 2.4.9 大歯車の歯形、歯筋形状測定例

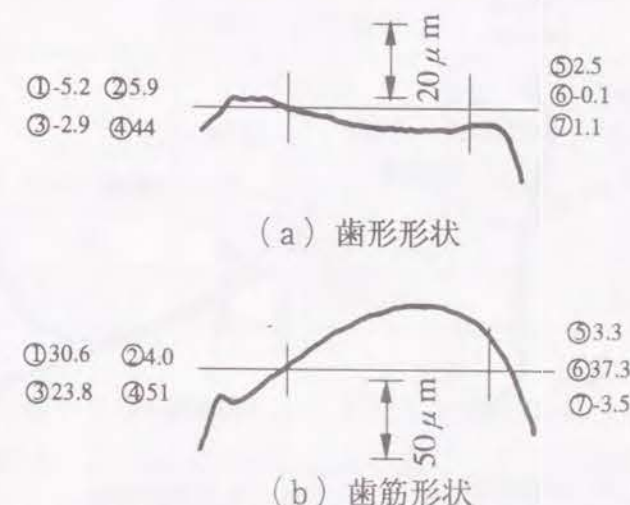


図 2.4.10 小歯車の歯形、歯筋形状測定例

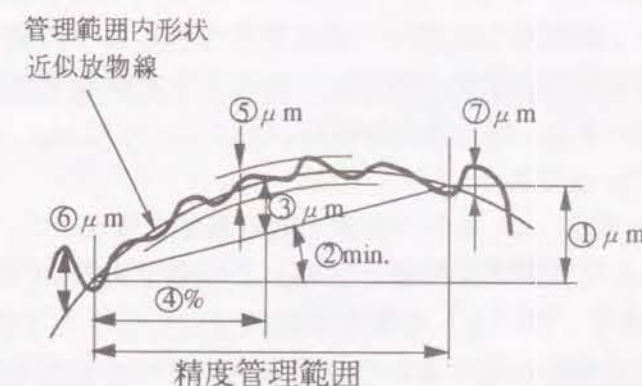


図 2.4.11 誤差形状の特徴量算出法

また歯筋形状については、両歯車とも左側が内端側、右側が外端側である。大歯車の歯形形状の歯元と歯先および小歯車の歯筋形状の内端部に突起が観察されるが、これは先の汎用三次元測定機を用いて測定された形状データである図 2.3.1 に見られた突起と同様、ラッピングによって生じたものである。各々の測定形状に関する特徴量①～⑦が測定形状の側に記載されているが、これらの特徴量の定義は図 2.4.11 に示す通りである。まず、精度管理範囲内において得られた測定値を近似する放物線を最小自乗法で求め、それを使用して各種の値を求める。すなわち、求めた放物線と左右の精度管理限界線との二つの交点を結ぶ直線の傾き②を、歯形については圧力角誤差、歯筋についてはねじれ角誤差として算出する。同時に、二つの交点の高さの差①を、ねじれ角誤差または圧力角誤差を長さの単位で表現するものとして算出する。また二つの交点を結ぶ直線と放物線との間隔の最大値をクラウニング量③とし、その位

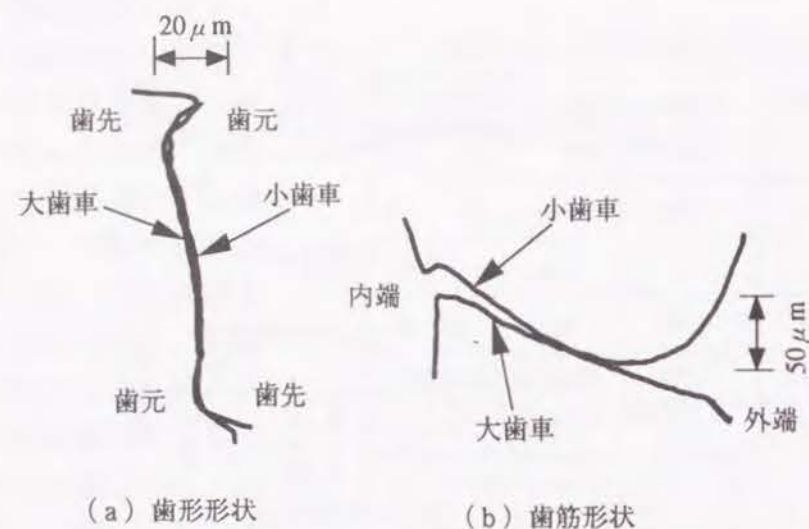


図 2.4.12 歯車対の歯形、歯筋形状の対比

置を精度管理範囲幅に対する百分率で示したものが④である。⑤は、放物線に対し平行な二つの放物線を、精度管理範囲内の誤差形状を挟むように描いたときの間隔である。さらに両端の精度管理範囲外の部分についても、放物線を外側へ延長した線に対する突起⑥、⑦を算出する。出力値の単位は、②については min.、④については %、その他の項目はすべて μm である。

図 2.4.12 は、図 2.4.9 の大歯車の測定形状と図 2.4.10 の小歯車測定形状を、互いにかみあう位置関係に配置して描いたものである。すなわち先述の図 2.3.2 と同一の配置であり、図 (a) の歯形形状については、上下方向に歯丈の位置を、左右方向に歯面誤差を取り、図 (b) の歯筋形状については左右方向に歯幅位置を上下方向に歯面誤差を取っている。歯筋においては大きな相対クラウニングが見られるが、歯形においては両歯車の形状が殆どぴったりと寄り添った形状で、共役性が良くかみあい誤差が小さい歯車であることが窺える。

2.4.3 測定精度の実験的把握

まず、原点設定の繰り返し精度は、既に 2.4.1 で記述したように x , y , z 各軸とも $6\mu\text{m}$ 以内であり、2.3.2 項で示したように原点設定精度の歯筋、歯形形状に及ぼす影響度が $1/5$ 以下であることを考えると、この原点設定の繰り返し精度は十分許容できるものである。

前項で歯筋、歯形の測定例を示した歯車を用いて、歯筋、歯形形状を繰り返し測定し、測定形状の特性値の標準偏差を算出した結果を表 2.4.2 に示す。なお測定繰り返し数は 13 回で、原点設定は測定の都度を実施した。歯形の圧力角誤差、歯筋のねじれ角誤差、歯筋、歯形のクラウニング量の標準偏差値を見ると、表の中で最大の数

表 2.4.2 繰り返し測定における歯形、歯筋特性値の標準偏差

	大歯車		小歯車	
	歯形	歯筋	歯形	歯筋
圧力角	0.32min.		0.48min.	
ねじれ角		0.21min.		0.16min.
クラウニング		$0.14\mu\text{m}$		$0.18\mu\text{m}$

値は、小歯車の圧力角の 0.48min. である。またこの項目に関する、13 回の測定値の最大値と最小値の差は、2 min. であった。この値は、平行軸歯車用の測定機の精度に匹敵するものであり、十分な実用性があることが確認された。第 4 章では、本測定機を活用して、歯面形状精度の改善、歯車騒音レベルの改善などに成果を挙げた事例を報告している。

2.5 共役歯面基準による分散点測定方式とその活用技術

2.5.1 分散点測定の意義と活用技術の流れ

前節までで、本研究において開発した歯筋、歯形方式の測定法が解析精度的にも測定能率的にも優れており、かつ共役性の考察にも有効に使用し得ることを示した。しかし、共役性や歯面の接触状態などをさらに詳細かつ数値的に評価するためには、歯面全体の誤差形状をも把握する必要がある。そのためには図 2.1.7 の (b) に示した分散点測定方式が有効である。本節では、2.2 節で述べた測定原理と測定装置を用いて、分散点測定の意義と測定データの活用技術に関する研究を行なう。本研究において開発する分散点方式の測定データ活用技術の流れを図 2.5.1 に示す。

2.5.2 分散点測定と歯面誤差形状等高線表示法

有効な測定を行うためには、測定点を歯面上に適切に分散して設定する必要がある。そのために、まず歯面の存在範囲を明らかにする。図 2.5.2 は、先に示した図 2.2.2 の一部を取り出し、大歯車の外形を表す情報を書き加えたものである。歯先円錐の頂点位置を示す Z_F と角度 Γ_F 、外径 D 、歯幅 F_G 、内端円錐と外端円錐の歯先円錐線となす角度 θ_i 、 θ_o は、歯車諸元によって与えられている。また、小歯車の外形を

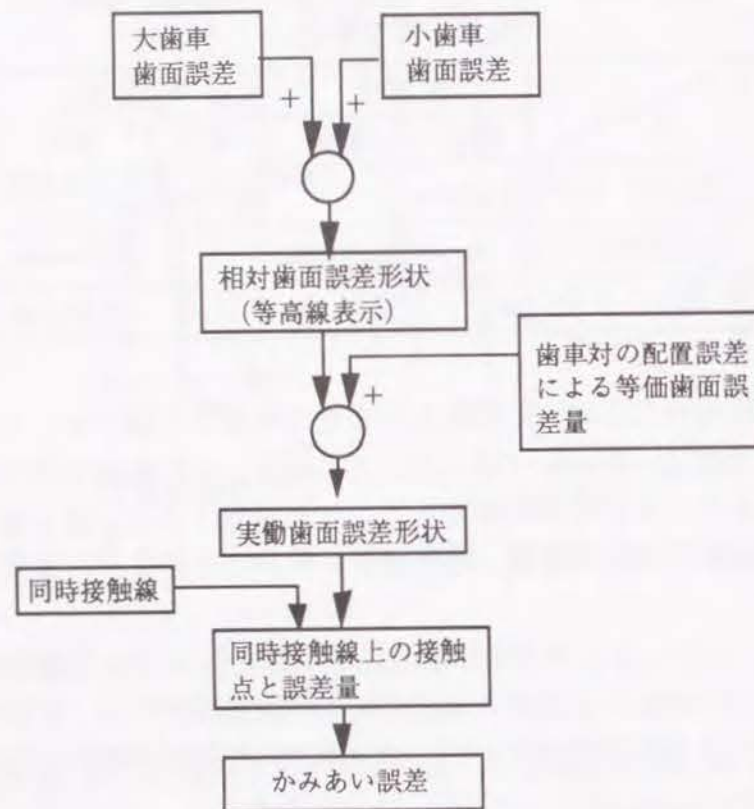


図 2.5.1 分散点方式測定データ活用技術の流れ

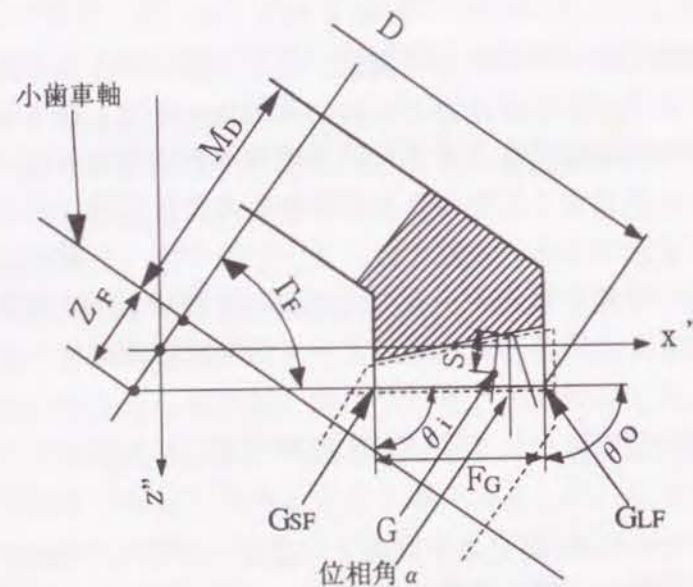


図 2.5.2 大歯車の外形形状

破線で概念的に表示しているが、歯幅は大歯車より広く設定されることが一般的である。既述のように任意の歯面点は、カッター回転位相角 α とカッター切れ刃エッジの先端からの距離 S をパラメータとして表される。そこで図中に示した大歯車の内端側歯先点 G_{SF} と外端側歯先点 G_{LF} に対応するパラメータの値をそれぞれ (α_{SF}, S_{SF}) 、 (α_{LF}, S_{LF}) とする。一例として、内端側歯先点のパラメータを算出する手順を図 2.5.3 に示す。逐次近似法によって一定の α に対し歯先円錐面に一致する点の切れ刃エッジ先端からの距離 S_F を求め、次にこの歯先円錐面上の点が大歯車円錐面に一致する点のカッター回転位相角 α_{SF} を逐次近似法によって求める。この時の S_F が S_{SF} となる。 α_{LF} と S_{LF} についても、同様にして求めることができる。

分散点としては、 α_{SF} と α_{LF} の間を 21 等分する 20 個のカッター回転位相角において、それぞれの切れ刃エッジ上で歯底から歯先までの距離を 11 等分する 10 点を設定することにした。従って格子点の数は 20×10 の 200 点となるが、実際に測定される点数は、歯先部や内端部、外端部における面取り、トップレムと呼ばれる小歯車の歯元部の逃げなどによって制限される。また、上記の分散点は、大歯車歯面で説明しているが、小歯車側について大歯車歯面上に定めた点と共役な点を測定点とする事は、すでに述べた通りである。

大小両歯車について、上記のように設定した分散点において歯面誤差量を測定する。両者の対応する測定点における歯面誤差量を足し合わせたものが、直ちに相対歯面誤差量となる。図 2.5.4 は、相対歯面誤差形状の出力形式の一例であり、分散点に対応させた網目の交点から歯面誤差量を表す直線を上下方向に描き、その先端を歯幅方向と歯丈方向に直線で連結している。しかし、この出力形式では多数の線が錯綜しており誤差の状態を理解する事が困難である。

そこで本研究では相対歯面誤差形状を等高線で表示することにした。図 2.5.5 は、上記の図における大歯車凸側歯面の誤差形状を、本研究において開発した等高線表示法で表したものである。大歯車歯面の展開形状の中に誤差量の等しい位置を結ぶ線で相対歯面誤差量の分布状態を表している。歯面中央部に測定基準点がありそこにおける誤差量は 0 である。最も内側の等高線上の歯面誤差量はマイナス $2 \mu\text{m}$ であり、一つ外側の等高線へ行くに従ってマイナス $2 \mu\text{m}$ ずつ誤差量が増大する。なお、分散点における誤差量から等高線を算出する手法は既知であり市販のプログラムを使用した。図を観察すると、誤差量がマイナス $4 \mu\text{m}$ までの領域が歯面中央部を中心に歯幅の 3 分の 1 程度を占めているこ

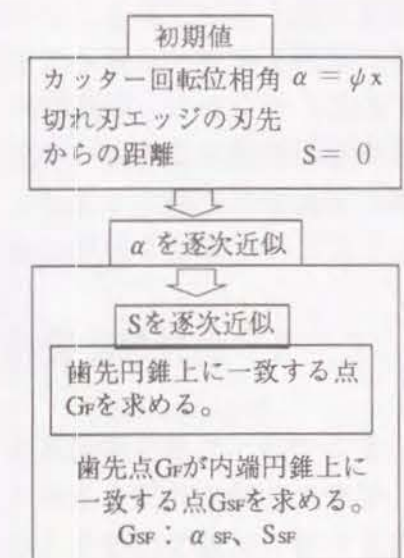


図 2.5.3 大歯車内端歯先点 G_{SF} 計算手順

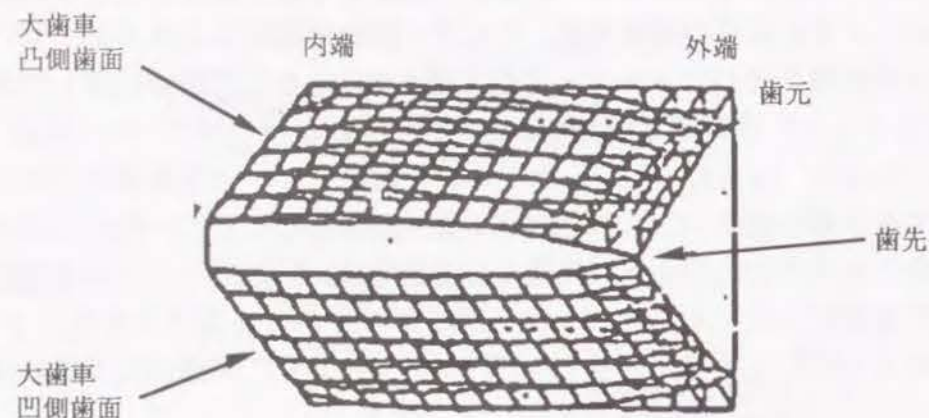


図 2.5.4 分散点方式測定による 相対歯面誤差形状表示例

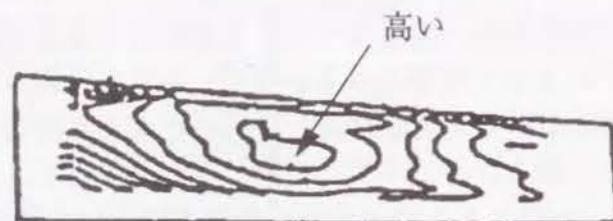


図 2.5.5 相対歯面誤差形状の等高線表示

と、内端側に向かっては誤差量が緩やかに大きくなっていること、外端側に向かつての誤差量の増加は、歯先側では内端側と同程度の緩やかさであるが歯元側では等高線の密度が高く急激であることが分かる。このように等高線表示の方法では、歯面上の誤差の状態を直感的に極めて明瞭に判断することができることから、各種の解析に有効である。すなわち、等高線表示された相対歯面誤差形状から、歯車対の歯面の接触状態や回転精度を直感的に判定することができる。なお、この等高線表示は、単独の歯車の歯面誤差形状の表現法としても可能であり、例えば焼き入れ歪を面的に把握することによって歯切り段階の補正をより詳細に検討するなどの活用ができる。

2. 5. 3 組付け位置誤差による等価歯面誤差量算出理論

いままで述べてきた歯面誤差の測定は、大小歯車対が設計的に決められた正しい位置に置かれた時に共役な歯面を基準として行われている。しかし、歯車対が組付け位置誤差を持つ状態で作動する場合には、本来は測定基準とする歯面が変化する。従って、設計上の測定基準に対して測定されている歯車が、組付け位置誤差を持つ状態で作動する際の回転性能を考察するためには、組付け位置誤差によって生じる測定基準面の変化量（以下これを等価歯面誤差量と呼ぶ）を測定された誤差量に加算して考え

る必要がある。

大小歯車対の組付け位置誤差は、図 2.5.6 の 4 方向の成分 (ΔH 、 ΔV 、 ΔM_G 、 $\Delta \Sigma$) に分解される。 ΔH は小歯車の組付け距離の誤差量、 ΔV はオフセットの誤差量、 ΔM_G は大歯車組付け距離の誤差量、 $\Delta \Sigma$ は軸角の誤差量である。

小歯車の位置を正しいものとして、大歯車側にすべての誤差を集約して考えることにする。式 (2.23) で算出されている正しい位置における大歯車の測定基準歯面上の点 G が、小歯車の歯面と接触するときの位置を点 G' 、そこにおける歯面法線ベクトルを $\vec{n}_{G'}$ とすると、

$$\vec{O_{GM}G'} = \vec{O_{GM}G} \begin{pmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \dots (2.47)$$

$$\vec{n}_{G'} = \vec{n}_G \begin{pmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \dots (2.48)$$

である (図 2.5.7)。

ここで θ は、点 G が点 G' に移るための大歯車の回転角度であり、式 (2.12) を満足する値として算出されている。

組付け位置誤差によって点 G' が点 G'' に移ることから、

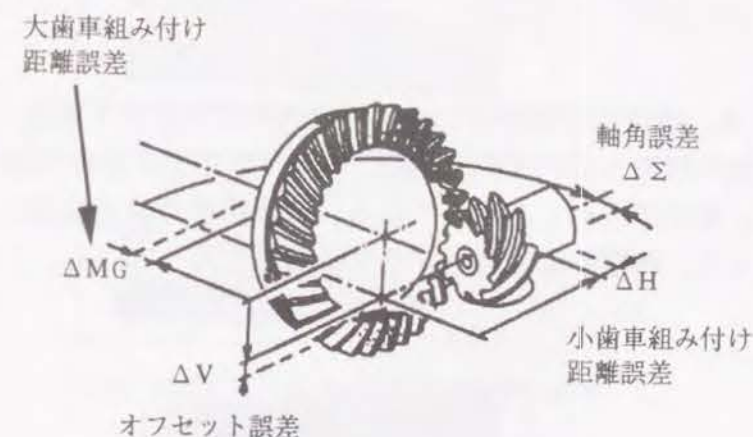


図 2.5.6 大小歯車対の組付け位置誤差

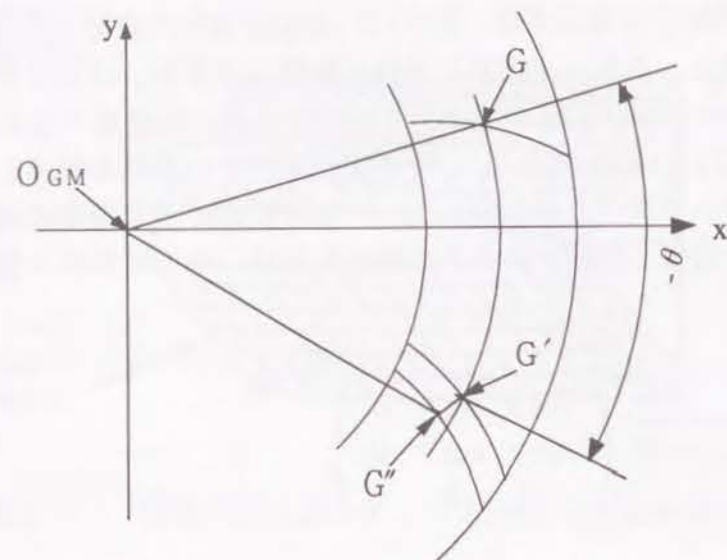


図 2.5.7 等価歯面誤差の解析

$$\overrightarrow{O_{GM}G''} = (\overrightarrow{O_{GM}G'} - \Delta H \vec{i} + \Delta V \vec{j} - \Delta M_G \vec{k}) \begin{pmatrix} \cos \Delta \Sigma & 0 & -\sin \Delta \Sigma \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \Delta \Sigma & 0 & \cos \Delta \Sigma \end{pmatrix} \quad \dots (2.49)$$

従って点 G における等価歯面誤差は近似的に次式で求められる。

$$e_G = (\overrightarrow{O_{GM}G''} - \overrightarrow{O_{GM}G'}) \cdot \vec{n}_G \quad \dots (2.50)$$

図 2.5.8 は、組付け位置誤差による等価歯面形状誤差を算出した一例であるが、オフセット方向の誤差 ($\Delta V = 0.1 \text{ mm}$) のみが存在する場合の誤差量を歯面全体に渡って算出し、等高線表示したものである (試験歯車の諸元は表 2.5.1)。内端の歯先側が高くなり、外端の歯元側が低くなる傾向を示している。これは、図 2.1.1

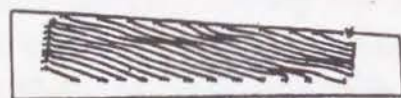


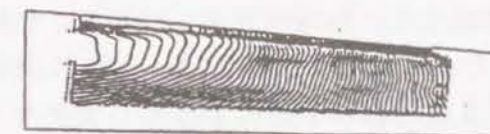
図 2.5.8 組付け位置誤差により生じる歯面誤差算出例

表 2.5.1 試験歯車の諸元

	小歯車	大歯車
歯 数	10	41
外 径 (mm)	80.5	190
モジュール (mm)	—	4.464
歯 幅 (mm)	34.5	28.0
れじれ角 (deg.)	54.1	30.5
圧力角 (deg.)	10	28
オフセット (mm)	35	
歯切り法	ヘリックスフォーム	



(a) 歯車対の相対歯面誤差形状



(b) 実機の負荷による組付け位置変化を受けたときの実働歯面形状



(c) 負荷による組付け位置変化量を三分の一に減少した時の実働歯面形状

図 2.5.9 最終減速装置における実働歯面形状算出例

で示したように、オフセット量 V をプラスした場合に、歯当たりが移動する状況と対応する結果である。つぎに図2.5.9は、等価歯面誤差計算法の活用の一例を示すものである。図(a)に示す相対歯面誤差形状を持つ歯車対を最終減速装置の中に組み込み、負荷を受けて回転するときの、実働歯面誤差形状を算出した。図(b)は、実験的に求められている負荷による歯車対の組付け位置変化量($\Delta H=0.09\text{mm}$, $\Delta V=-0.25\text{mm}$, $\Delta M_G=-0.29\text{mm}$)によって発生する等価歯面誤差を算出し、図(a)の相対歯面誤差に加算したものである。外端部が非常に高く、内端側に向かって急激に低くなっている。このような状況では、外端部に荷重が集中して掛かることになるため、接触点には高い面圧が発生し、外端近くの歯元部に高い応力が発生することが予想される。図(c)は、負荷による組付け位置変化量を3分の1に低減した場合の実働歯面誤差形状である。最も高い所が(b)に比べてかなり歯幅の内側に寄っており、歯の耐久性が相当に有利になることが予想される。

実働歯面誤差形状算出法は、最終減速装置に組み込まれた歯車が、組付け時の位置誤差や負荷時の各部のたわみによる組付け位置変化を持つ場合の作動状態を検討する上で有力な手段となり、組付け精度や負荷によるたわみの限界値を明確にし設計にフィードバックすることが可能となる。また、歯車対の相対位置を変化させながら歯面のすり合わせを行うラッピング加工において、段取り条件の改善を検討する際には、ラッピング中の実働歯面形状を用いることが有益である。第4章ではその事例を紹介する。

2.5.4 同時接触線とかみあい率の計算

歯車対の相対歯面誤差形状からかみあい誤差などの回転性能を算出するには、接触点の特定が必要があるが、そのためにまず同時接触線の算出が必要である。先の2.5.2項において、大歯車の内端歯先点と外端歯先点について、それぞれの点を定めるパラメーター(α , S)を求めた。ここでは、図2.5.10に示す大歯車歯面の輪郭線上の全点について、図2.5.3と同様の手法によってパラメーターを算出する。図に

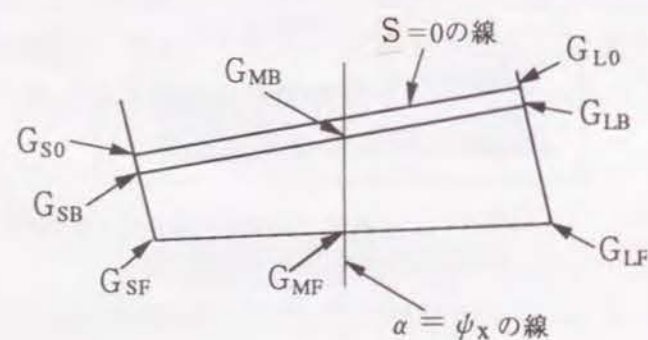


図2.5.10 歯面の輪郭

において G_{S0} と G_{L0} は、カッター切れ刃エッジ先端からの距離 $S=0$ の歯底線と内端円錐、外端円錐との交点である。また G_{SB} と G_{LB} は、小歯車歯先に対応する歯元線と内端円錐、外端円錐との交点である。 G_{MF} と G_{MB} は、カッター回転位相角 $\alpha = \psi_x$ におけるカッター切れ刃エッジ線と歯先円錐、歯元線との交点である。つぎに、算出した各点が小歯車の歯面と接触する位置に移動するために必要な大歯車の回転角を、式(2.12)によって算出する。各点の回転角を、例えば G_{LF} 点に対して θ_{LF} とするように、 θ に各点の添え字を付して表すことにする。

小歯車を駆動側とする場合、大小両歯車の接触は、大歯車の凸側歯面については外端部の歯先から始まり、凹側歯面については内端側の歯先から始まる。以下の説明は大歯車の凸側歯面について行うが、凹側歯面については「外端」を「内端」と置き換えればよい。外端歯先点 G_{LF} を通る同時接触線を0番目とすると、 n 番目の同時接触線が接触するときの大歯車の回転角は $(\theta_{LF} - n\Delta\theta)$ である(図2.5.11)。ここで $\Delta\theta$ は隣り合う同時接触線がそれぞれ接触する際の大歯車の回転角の差である。 n 番目の同時接触線上の点は、カッター回転位相角 α と切れ刃の先端からの距離 S の何れか一方を定めると、他方は式(2.12)を満足する値として算出することができる。同時接触線が外端側に抜けるAの場合には、入力するカッター回転位相角として α_{LF} を初期値とし $\Delta\alpha$ (例えば1度)ずつ減少した下式の値を用いることにより、同時接触線上の点列を算出することができる。

$$\alpha = \alpha_{LF} - k\Delta\alpha \quad (\text{但し、} k \text{ は自然数}) \quad \dots (2.51)$$

同時接触線が歯元に抜けるBの場合には、切れ刃エッジ先端からの距離 $S=0$ を入力し歯底部におけるカッター回転位相角 α_0 を求める。同時接触線上のその他の点は、下式で求められるカッター回転位相角を順次入力することにより算出することができる。

$$\alpha = \alpha_0 - k\Delta\alpha \quad \dots (2.52)$$

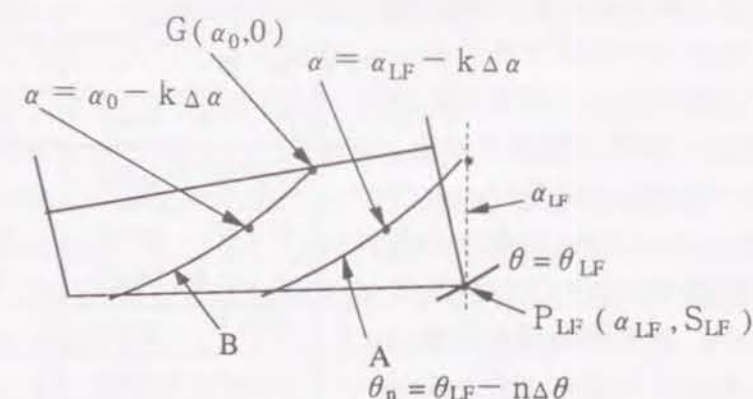


図2.5.11 同時接触線計算説明図

大歯車の凸側歯面では、かみあい点から外端歯先点から内端歯元部に移動することから、全体かみあい率は次式で表される。

$$\text{全体かみあい率} = |\theta_{LF} - \theta_{SB}| N_G / 2\pi \quad \dots (2.53)$$

一方、凹側歯面では、かみあい点から内端歯先点から外端歯元部に移動することから、全体かみあい率は次式で表される。

$$\text{全体かみあい率} = |\theta_{SF} - \theta_{LB}| N_G / 2\pi \quad \dots (2.54)$$

歯筋かみあい率と歯形かみあい率については、以下の式で求めることとした。

$$\text{歯筋かみあい率} = |\theta_{LF} - \theta_{SF}| N_G / 2\pi \quad \dots (2.55)$$

$$\text{歯形かみあい率} = |\theta_{MF} - \theta_{MB}| N_G / 2\pi \quad \dots (2.56)$$

なお、上記の各式で N_G は大歯車の歯数である。

表2.5.2の諸元をもつ歯車について同時接触線とかみあい率を計算した結果を図2.5.12に示す。隣り合った同時接触線の間の大歯車の回転角 $\Delta\theta$ は2.56 deg.であるが、これは小歯車の回転角10 deg.に対応している。凸側歯面における同時接触線は、外端側の歯元から内端側の歯先へ傾斜し下向きにわずかに湾曲している。隣り合った同時接触線の間隔は、内端歯元側に比べ外端歯先側でやや狭くなっている。これは歯当たり形状が同じであるならば、外端部分で当たりが起こった方が実際的なかみあい率が大きくなり、回転精度的に有利であることを意味している。一方、凹側

歯面における同時接触線は、内端側の歯元から外端側の歯先へ傾斜し上向きに湾曲している。隣り合った同時接触線の間隔は、内端歯先部分で狭くなっており、この部分で当たりが生じることが回転精度的に有利と判断される。回転精度に関する上記の考察は、大歯車の凸側歯面については外端寄りの歯当たりが、凹側歯面については内端寄りの歯当たりが、比較的騒音の小さい歯車をもたらすと言う自動車用ハイポイドギヤについて筆者が持つ経験と一致している。次に、かみあい率の計算結

表2.5.2 試験歯車の諸元

	小歯車	大歯車
歯 数	11	43
外 径 (mm)	75.9	180.5
モジュール (mm)	—	4.186
歯 幅 (mm)	33.8	28.0
れじれ角 (deg.)	50.4	27.6
圧力角 (deg.)	10	28
オフセット (mm)	31.75	
歯切り法	ヘリックスフォーム	

ハイポイドギヤ同時接触線計算出力

諸元番号: 180
大歯車ピッチ外径: 180 (mm)
減速比: 3.909
同時接触線角度間隔: 2.56 (deg.)

かみあい率

	歯筋	歯形	全体
大歯車凸側歯面	2.486	1.232	3.459
大歯車凹側歯面	2.350	1.193	3.603

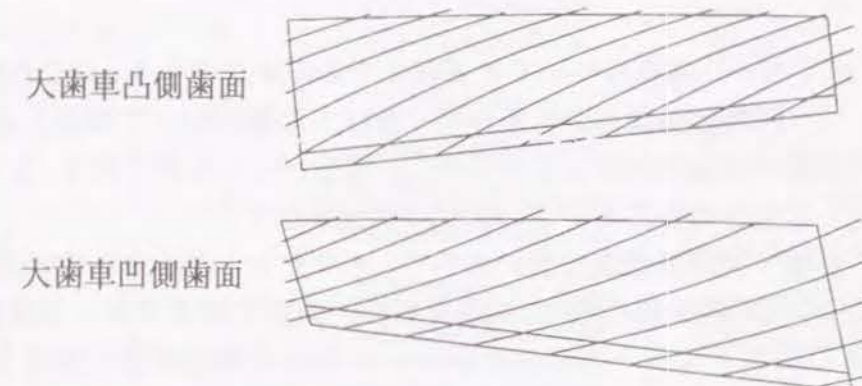


図2.5.12 同時接触線計算出力例

果を見ると、歯筋かみあい率は約2.4、歯形かみあい率は約1.2、全体かみあい率は約3.5である。大歯車凸側歯面と大歯車凹側歯面において大きな差はなく、バランスの取れた設計がなされていることが判る。

上記の計算によって求めた同時接触線と実測結果の対比を図2.5.13に示す。測定対象とする歯の前後の歯を削除した大歯車を製作し、歯当たりテスター上で小歯車とかみあわせた。大歯車の測定対象歯に歯当たり検出のための塗料を塗布し、小歯車を10 deg.回転毎に固定し、その都度大歯車歯面を小歯車歯面に押しつけ塗料の剥がれた跡を記録した。図の中段の実測結果において黒の線状で表したものが、この様にして記録した塗料の剥がれ跡である。これが同時接触線であるが、大小両歯車の歯面が共役でないために長さは部分的である。下段の図では、実測の同時接触線を白抜きで表し、計算による同時接触線を破線で表している。両者は良く対応しており、計算理論の正しさが確認された。

	大歯車凸側歯面	大歯車凹側歯面
計算結果		
実測結果		
計算と実測の 対比		

図 2.5.13 同時接触線の計算結果と実測結果の対比

つぎに、上記で用いた歯車について主要諸元であるオフセット、ねじれ角、歯丈、圧力角を変更して、同時接触線とかみあい率に及ぼす影響について調査した。図 2.5.14 に同時接触線の変化状況をまとめて示し、図 2.5.15 から図 2.5.18 に各諸元項目を変更した場合のかみあい率の変化の状況を示す。

オフセットの影響 同時接触線の図において、オフセットが小さい方が歯幅が大きくなるが、歯面内の同時接触線の数、大歯車の凸側歯面ではオフセット小の方が多く、逆に凹側歯面ではオフセット大の方が多い。かみあい率の変化状況を示す図 2.5.15 を見ると、歯筋かみあい率、歯形かみあい率、全体かみあい率とも、凸側歯面についてはオフセット小の方が大きく、凹側歯面についてはオフセット大の方が大きいことが分かる。これは同時接触線の図から観察された結果と対応している。

小歯車のねじれ角の影響 同時接触線の図を見ると、ねじれ角が大きくなるに従って歯幅が大きくなり同時接触線の数が増大している。ただし、ねじれ角小の方が、同時接触線の傾きが緩やかで歯丈方向の同時接触線の密度が大である。これらのことは、図 2.5.16 のかみあい率の図で明瞭に表れている。すなわち、ねじれ角が大きい程、歯筋かみあい率が増大し、歯形かみあい率は減少している。全体かみあい率は、ねじれ角大の方が増大するが凸側歯面では増大の程度は緩やかである。

歯丈の影響 歯車諸元設計時に使用する歯丈係数を 3.8 から 4.2 まで変更した。同時接触線の図において、同時接触線の形状には殆ど変化が無く、歯丈係数の増加に従って単純に歯丈が大きくなっていることが分かる。図 2.5.17 のかみあい率の変化状況においても、歯丈係数の増大に従って全体かみあい率と歯形かみあい率が、ほぼ同じように緩やかに増加していることが分かる。なお歯筋かみあい率は変化がないので記載を省略した。

圧力角の影響 同時接触線の図において、圧力角が小さい方が同時接触線の傾きが緩

		大歯車凸側歯面	大歯車凹側歯面
初期諸元			
オフセット	31.75mm		
小歯車ねじれ角	50.4deg.		
歯丈係数	3.9		
圧力角	10/28deg.		
オフセット (mm)	25.4		
	35.6		
	40.6		
小歯車ねじれ角 (deg.)	40		
	45		
	55		
歯丈係数	3.8		
	4.0		
	4.1		
	4.2		
圧力角 (deg.)	7/22		
	10/25		
	13/28		
	16/31		

図 2.5.14 同時接触線に及ぼす歯車設計諸元の影響

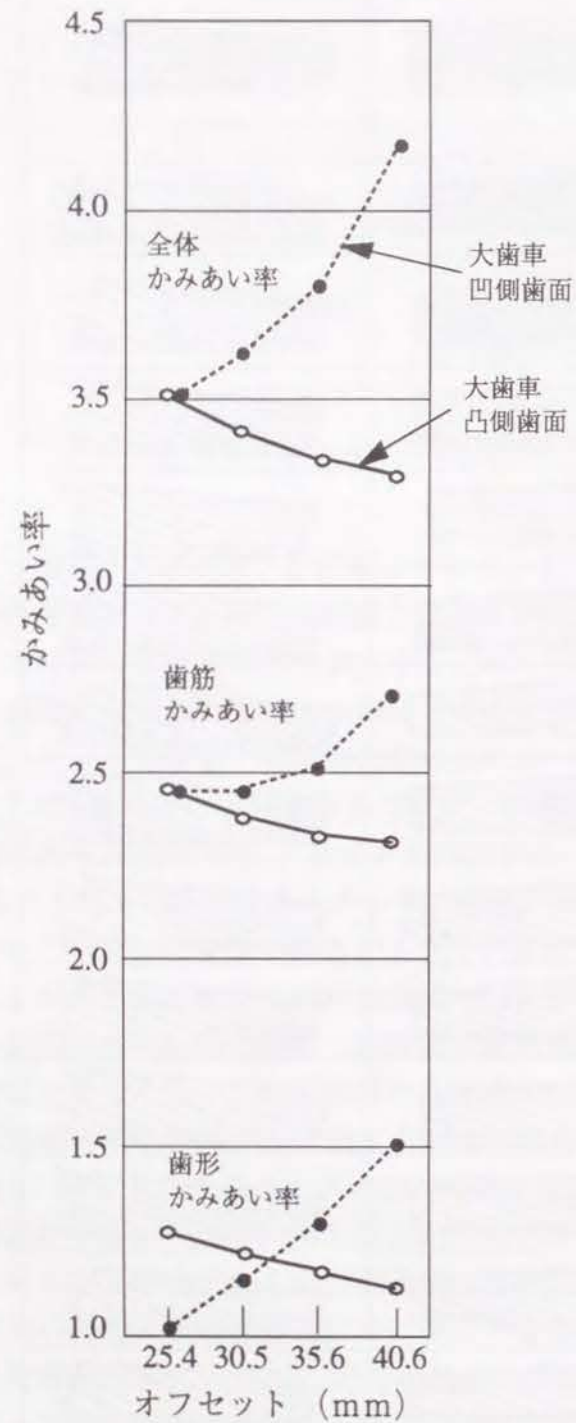


図 2.5.15 オフセット量によるかみあい率の変化

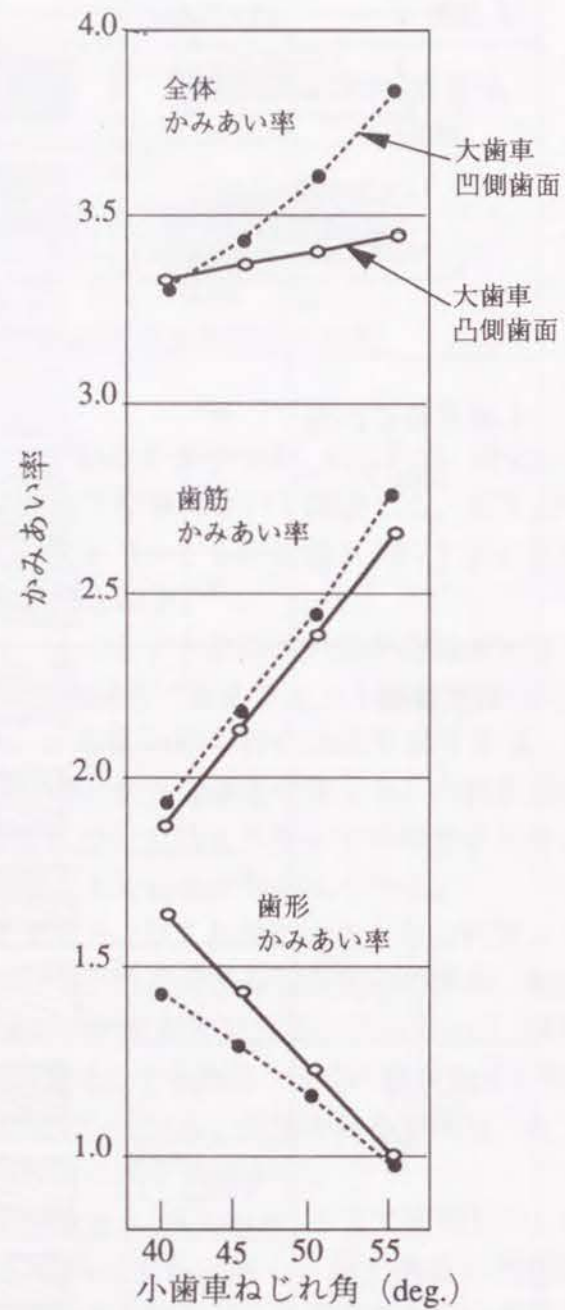


図 2.5.16 小歯車ねじれ角によるかみあい率の変化

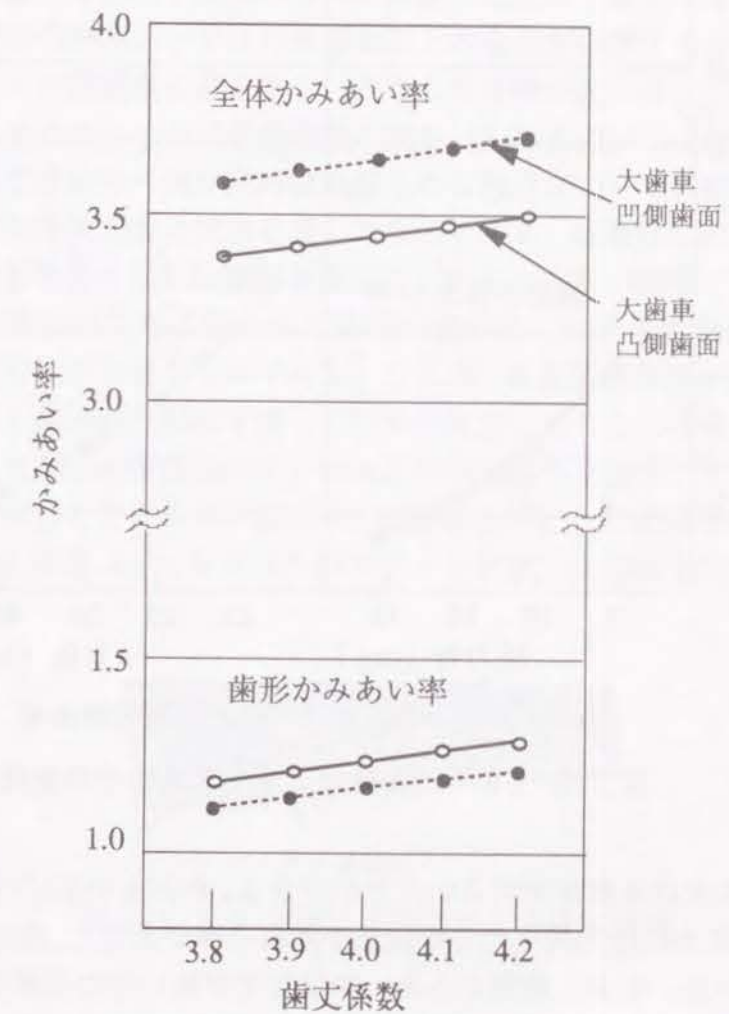


図 2.5.17 歯丈係数によるかみあい率の変化

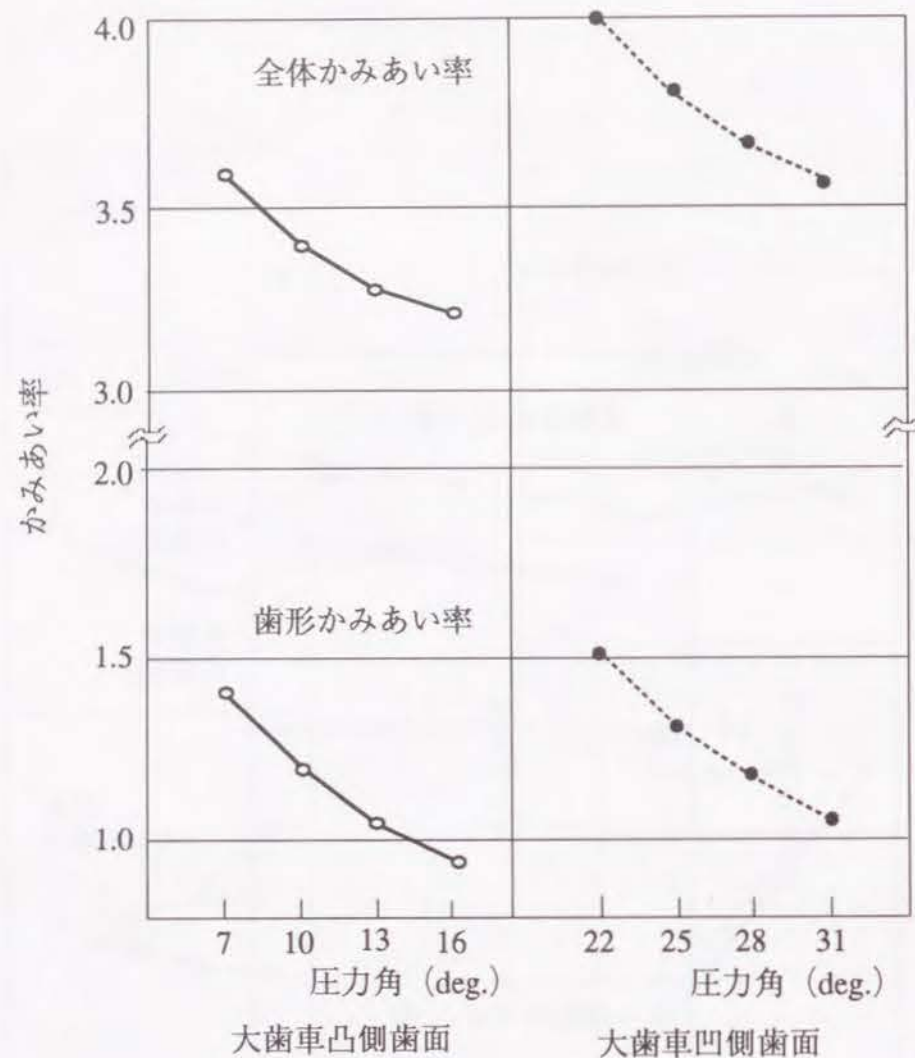


図 2.5.18 圧力角によるかみあい率の変化

やかで歯丈方向における密度が大きいことが分かる。かみあい率についても、図 2.5.18 で見られるように圧力角小の方が歯形かみあい率が大きく、全体かみあい率も同じ状況を示している。なお、歯筋かみあい率は変化が無いので記載を省略した。

2. 5. 5 かみあい誤差算出法と実験的確認

かみあい誤差を求めるにあたっては、まず相対歯面誤差を回転角度誤差に換算する。任意の歯面点における相対歯面誤差を e とすると、これは大小両歯車が互いの測定基準点において接触する状態からスタートし、ギヤ比の関係で回転してその歯面点が理論的に接触する位置に来たときに、両歯車の歯面点の間に $(-e)$ の隙間が生じることを意味する。この状態から両歯車の歯面点が接触するまで大歯車を回転すると、その際の回転角は次式で表される。

$$\Delta \theta_e = e / (n G_{iy} x_i) \quad \dots (2.57)$$

ここで、 x_i と $n G_{iy}$ は式 (2.34) と式 (2.35) において算出される値である。

2.5.2 項または 2.5.3 項において算出した歯面の分散点における相対歯面誤差あるいは実働歯面誤差を上式によって回転角誤差に換算し、回転角誤差の状態を等高線図によって表示する。図 2.5.19 はこのようにして求めた回転角誤差の等高線図の上に、前項に述べた手法で算出した同時接触線を重ねて描いたものである。歯面誤差が無い共役歯面のかみあいでは同時接触線上の全点が接触するが、誤差のある歯面では同時接触線上の誤差量の最も小さい点のみで接触が起こる。図から、各同時接触線上の接触点とそこにおける誤差量を読み取る。図 2.5.20 における実線の波形は、上記のようにして求めた一連の同時接触線上の接触点について、接触点における大歯車の回転角と回転角誤差量の関係を表したものである。縦軸は、回転角誤差値であるが、この図が歯車対のかみあい波形を表すことからかみあい誤差と表示している。図において実線の波形の左右に描かれた破線の波形は、実線の波形を一歯のかみあいピッチ角だけ左右にずらせたものである。これは、歯面誤差形状が測定された歯の前後の歯が全く同じ歯面誤差形状を持っていると仮定したことになる。両側の破線波形によって切られた部分の実線波形が、かみあい誤差波形を表すことになる。

上記の手順で算出したかみあい誤差を、実測値と対比した結果を図 2.5.21 に示す。試験に用いた歯車は、15 セットのラッピング加工後の歯車対である。横軸の計



図 2.5.19 歯面誤差等高線と同時接触線

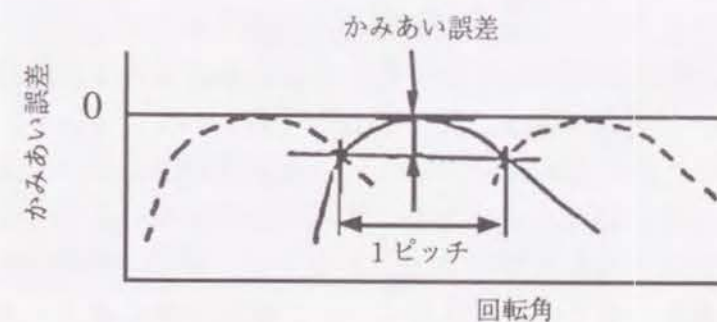


図 2.5.20 かみあい誤差の算出

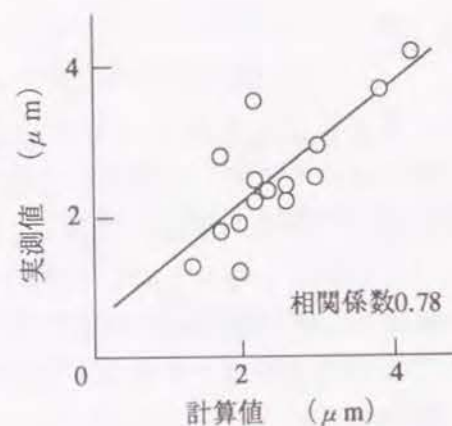


図2.5.2.1 かみあい誤差の計算値と実測値の対応

算値は、図2.5.2.0に示すかみあい誤差波形の高さである。縦軸の実測値は、片面かみあい測定機によって求めた試験歯車対のかみあい誤差波形における一ピッチの波形の高さを測定した値である。計算値と実測値は、相関係数0.78と良い対応が得られている。なお試験歯車対は同一の加工工程で生産されたものであるが、かみあい誤差の最大のものと最小のものでは3倍程度の差があることが分かる。

このように、接触点とかみあい誤差が算出されれば、歯車対としての運転性能を予測できる事になり、歯車騒音や歯面の耐久性などに関わる研究に極めて有効な手段を提供できる事になる。

2.5.6 まとめ

以上に記述したように、分散点方式の測定によって歯面全体の形状を捕らえることにより、歯面に関するあらゆる事象の解析が可能となることが分かった。すなわち、歯面の形状を作り出す加工工程に関する研究や歯車装置に組み込まれたハイポイドギヤの作動性能の予測に関する研究に対し有用な情報を提供することができる。本論文では、作動性能の予測にあたり負荷による歯の変形の研究までは至っていないが、本節の研究によって得られる同時接触線上における歯面誤差量の分布情報は、円筒歯車において開発されている歯の変形解析技術の利用による負荷条件下の作動性能予測の研究に道を開いた。現在、それに関する研究が各所で行われている。

なお、本節で記述した分散点の測定例は汎用三次元測定機を用いた実験装置で行ったが、前節で記述したNC制御方式の歯筋、歯形測定機を用いることにより、より高精度かつ高能率な測定を行うことができる。すなわち、歯筋、歯形測定線上の各点が分散点と考えられ、歯筋、歯形のいずれかについて歯面全体に適当に分散した測定線を設定することによって、より細密に配置された分散点のデータを短時間に得ることが可能である。

2.6 開発した歯面形状測定方式とG-A-G-E測定方式の比較

本章の研究において、ハイポイドギヤの歯面形状の解析技術と測定原理を開発し、測定技術を確立したことにより、ハイポイドギヤの厳密かつ精密な歯面形状の把握を可能にした。また、広く実用化されているインポリュート歯車用測定機と同レベルの高能率測定を可能とする、NC制御の歯筋、歯形測定機を開発したことにより、生産工程におけるきめ細かな品質管理が可能となり製造品質の向上が期待できる。

歯面形状測定に関するその後の研究としては、グリーンソン社とカールツァイス社において協同で開発された測定法(GC法と呼ぶ)がある。図2.6.1に、GC法による測定状況を示す。汎用の三次元測定機が使用され、回転テーブル上に被測定歯車が固定されている。GC法と本研究で開発した測定法(本研究法と呼ぶ)の対比を示す表2.6.1に従ってGC法の内容と特徴を説明すると以下の通りである。

(1) 両者の第一の差異は、測定基準の取り方にある。本研究法では大小両歯車の基準歯面が互いに共役であるのに対し、GC法では大小両歯車とも歯切り盤の段取りから理論的に形成される歯面が用いられるため、両歯車の基準歯面は共役ではない。従ってGC法では、本研究法の場合の利点である大小両歯車の測定データによる回転精度の直接的評価が不可能である。そのためGC法では、G-A-G-Eと命名された計算機ソフトによって回転精度を算出する手法を取っている。しかしこの計算の過程で歯面

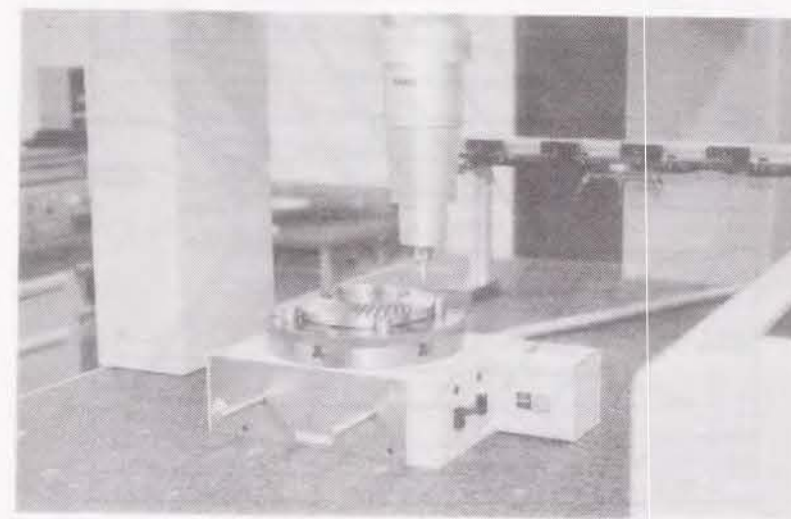


図2.6.1 グリーンソン社G-A-G-Eによる歯面形状測定状態

表2.6.1 本研究による歯面形状測定法とGC法の比較

	本研究法		GC法
測定基準歯面	共役歯面		歯切り形成歯面
測定方式	歯筋、歯形形状	分散点	分散点
測定点数	452	200	45
測定機	歯筋、歯形測定機	汎用3次元測定機 歯筋、歯形測定機	汎用3次元測定機
測定時間 (4歯)	15min.	—	40min.

誤差を歯切り盤の段取り誤差に換算するため、部分的なうねりなどの要素が欠落することになり、ラッピング後の歯車のように複雑な歯面形状を有する歯車の回転精度を正しく把握することは困難である。

(2) 測定方式としては、GC法は、本研究法の一方式である分散点方式を採用している。しかしその測定点数は45点であり本研究で実施した200点に比べ大幅に少ない。これはGC法が、歯切り盤の段取り修正を主な狙いとして歯面の全体的な傾向を掴むことを目的としているためと考えられる。歯切り後の小歯車の歯面データ出力例である図2.6.2から観察されるように、GC法によっても、この程度に単純な誤差形態を把握することは可能である。しかしGC法では、焼き入れ工程以降の複雑な歯

面形状の把握はもちろん、歯切り歯面に生じることのある微小なうねりなどを把握することも不可能である。

(3) 測定機としては、本研究ではNC制御の専用測定機を開発したが、GC法ではカルツァイス社の汎用三次元測定機を使用している。そのためGC法の方が、測定点数が圧倒的に少ないにもかかわらず測定時間は長く掛かる。GC法は、自動車用ハイポイドギヤ生産のような大量生産の現場サイドでの使用に適したものではない。

以上のことから、GC法は、歯切り盤の取扱いのための道具として製作されたものであり、製品としての歯車を評価する手法とは考えられないと結論づけられる。製品としての歯車を評価するためには、本研究法が極めて有利な特徴を有する。なお、本研究法の歯面形状測定データを用いて、歯切り盤のみならずラッピング盤など歯面加工機の加工条件を適正に修正することは、良い歯車を生産する上で不可欠である。本節で比較したように、歯面形状の把握の精密さは本研究法の方が格段に優れていることから、加工条件修正性能についても本研究法の方に優位性があることは自明である。本研究法を用いた加工条件修正法に関する研究成果の事例を第4章に記述する。

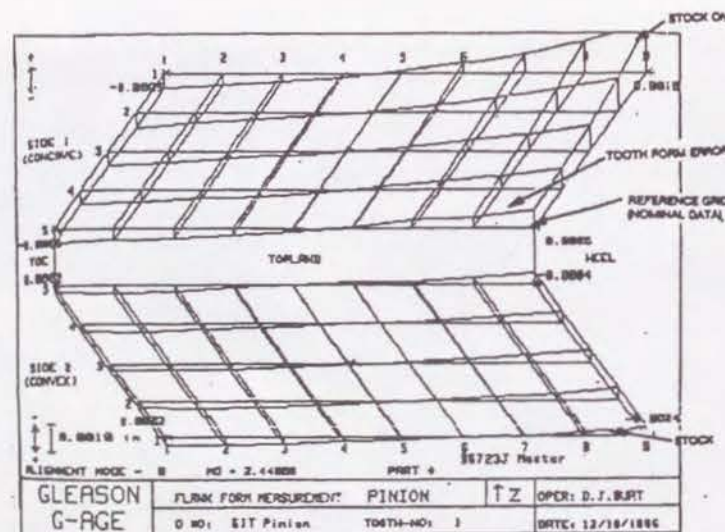


図2.6.2 GC法による小歯車歯面形状測定結果の例

第3章 回転精度測定の新技術とその評価

3.1 新測定法開発の目的

滑らかな回転は歯車に要求される最も重要な機能である。しかし、現実の歯車をかみあわせた場合には、第1章の図1.3.1に示したように、各歯車の歯面位置誤差による大きなねり形状の誤差と、1ピッチ周期のかみあい誤差が重畳した回転角誤差が現れる。

歯面位置誤差は、理論的に等間隔であるべき歯面の位置に対する実際の歯面の位置の偏差であり、過大な歯面位置誤差は、歯車装置を振動させる原因となったり、歯毎の均一な荷重分担を損なうことによって歯の耐久性の低下を引き起こす。歯面位置誤差の発生原因としては、歯切り時の歯切り盤の割り出し誤差やワークのチャック誤差がある。また焼き入れ工程においては、炉に投入する際のワークの姿勢不良などによる軸の曲がりやワークの全体形状の変形によって歯面位置誤差が悪化する。さらに、研削工程とラッピング工程においても、ワークのチャック誤差など歯面位置誤差を増大する要因がある。従って、歯面位置誤差の小さい歯車を生産するためには、各工程の製造条件が正しく維持される必要があり、そのためには各工程の製造条件の管理が必要であるが、さらに各工程の状態を総合的に把握するために、各工程完了後の歯車を抜き取り、精度を測定することが有効である。

一方、かみあい誤差については、歯車騒音の原因となるものであり、歯面形状の共役歯面からの偏差によって生じることを前章において記述した。前章の研究で開発した歯面形状測定技術を用いることによって、歯切り、焼き入れ、ラッピングの各工程の条件の適正化と維持のレベルを従来に比べ格段に向上することができるが、その成果を確認しさらにレベルを向上させて行くためには、最終品質としてのかみあい誤差の測定を行う必要がある。

以上のように、歯面位置誤差とかみあい誤差の測定は、ハイポイドギヤの生産工程において重要な役割を担うものであるが、従来の測定法には下記のように多くの問題点が存在しており、役割を有効に果たし得ない状況にあった。本章では、従来の測定法の問題点を解消する新しい測定技術を構築し、それに基づく測定機の開発を行う。歯面位置誤差に関する従来の測定法は、ピッチ誤差測定と偏心測定である。ピッチ誤差の測定原理は、図3.1.1に示すようにストッパーAで基準となる①の歯を一定の位置に固定し、BとCの触針により隣り合った二つの歯の間隔を測定するものであり、一歯ずつ歯車を送って、全歯について測定を繰り返す。全測定値の平均値に対する各測定値の差が、単一ピッチ誤差であり、それを累積することにより累積ピッチ誤差が算出される。一方、偏心測定の原理は、図3.1.2に示すようにストッパーで位置決

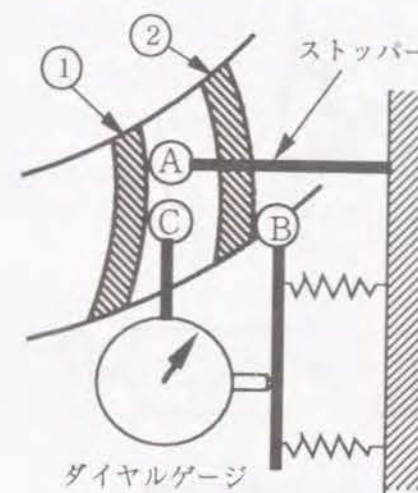


図3.1.1 ピッチ誤差測定原理

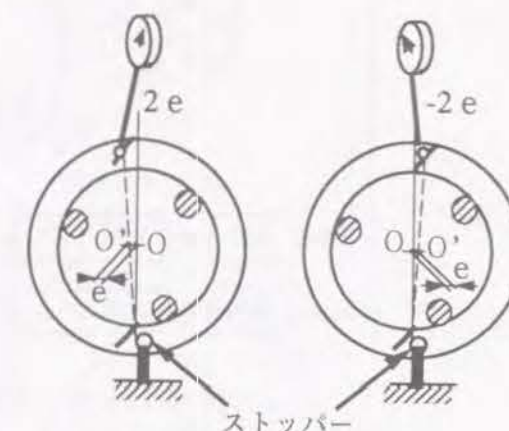


図3.1.2 偏心測定原理

めした歯と対向する歯にダイヤルゲージを当て振れ量を読み取るものであり、全歯についての測定値の最大と最小の差の四分の一が偏心量 e として算出される。

これらの測定法については、以下の問題点がある。(1) 歯の位置を一点のみで代表させていることから、各歯の歯面形状に差異が存在する現実の歯車では、それによる誤差が含まれる。(2) 一歯毎のピッチ誤差データを累積することにより、原理的には全歯の位置関係をとらえることが出来るが、このさい誤差が累積されるため、信頼度が低下する。(3) 一歯毎に位置決めをして測定を行うため、測定に時間が掛かる。これらの問題点を解消するために、3.2節において新しい歯面位置測定技術に関する研究を行う。

次に、かみあい誤差に関わる従来の測定法としては、図3.1.3に示す片歯面かみあい誤差測定と、図3.1.4に示す歯車対振動測定がある。片歯面かみあい誤差測定では、かみあわせた被測定歯車を低速度で回転させ大小歯車対の回転角をロータリーエンコーダーで検出し、歯数比から決まる理論的な回転角からの誤差を測定するものであり、ハイポイドギヤについてはグリーソン社の#552と付番された測定機⁽⁸⁴⁾などがある。一方歯車対の振動測定法は、かみあわせた歯車対を高速度で回転させ小歯車側の軸受外部の振動加速度を計測するものである。片歯面かみあい誤差測定機に比べて歴史が古く、現時点でも多くの製造現場で使用されている。

これらの測定機における致命的な問題点は、被測定歯車の支持構造や被測定歯車と回転角検出器との連結部における剛性不足などのために、歯車に掛けることができるトルク負荷が極く軽微なレベルに限られていることである。歯車が自動車の減速装置などに組み込まれて運転され、歯車騒音を生じる際には、一般に相当の大きさのトルク負荷を受けている。トルク負荷によって生じる歯の弾性変形量は、歯面形状誤差に重畳して、かみあい誤差を形成する主要な要因となることから、上記の従来測定法によ

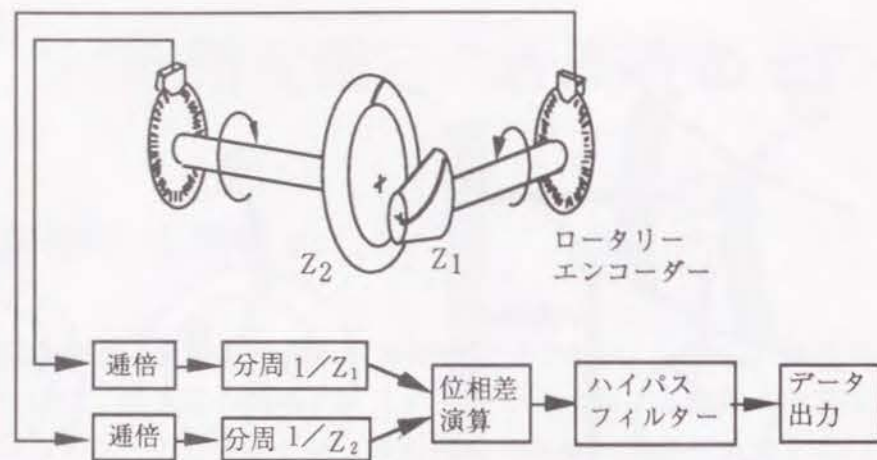


図 3.1.3 片歯面かみあい誤差測定機

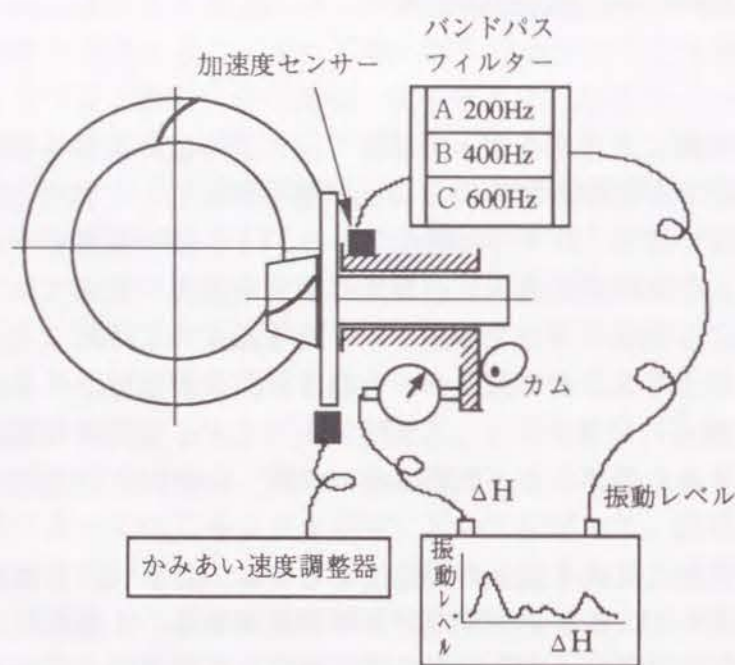


図 3.1.4 歯車対振動テスター

るデータを歯車騒音の解析に適用することは不可能である。なお、図 3.1.4 で示したグリーンソン社の # 513 と付番された振動測定機においては、カムの働きにより小歯車を軸方向に移動させる機能を有しており、軸方向移動による振動レベルの変化状況を観察してかみあい性能を経験的に考察することが行われるが、物理的な裏付けを伴うものではない。

このように、歯車騒音と対応の取れる歯車対のかみあい誤差や振動の測定法が存在しないことから、やむを得ず歯車対を最終減速装置に組み込んで振動レベルを測定することが行われる。図 3.1.5 は自動車用最終減速装置の振動測定装置を示す。自動車運転時と近似した振動状態が得られるようプロペラシャフトとアクスルハウジングが

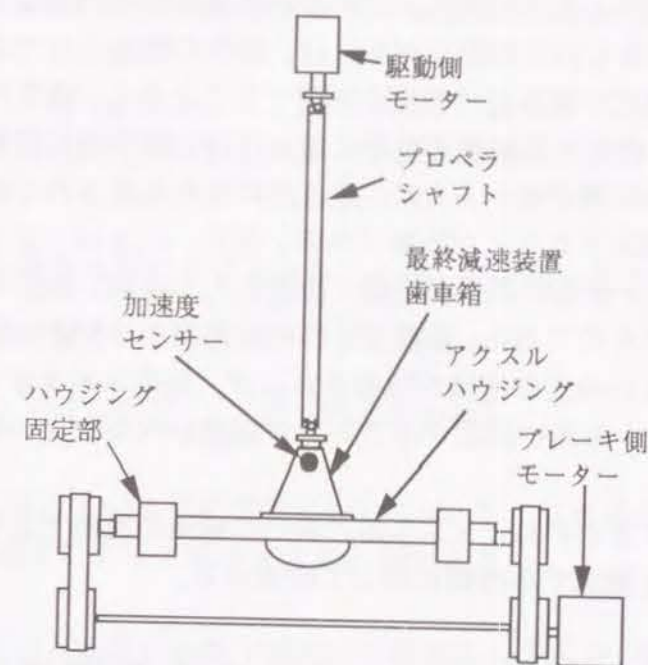
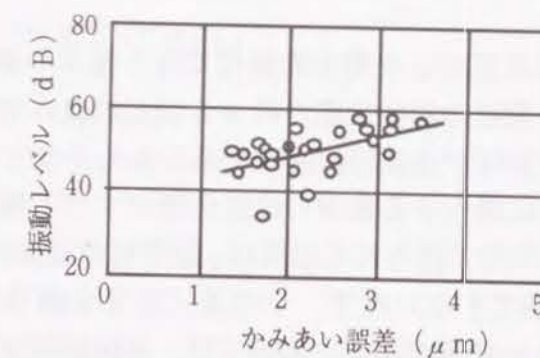
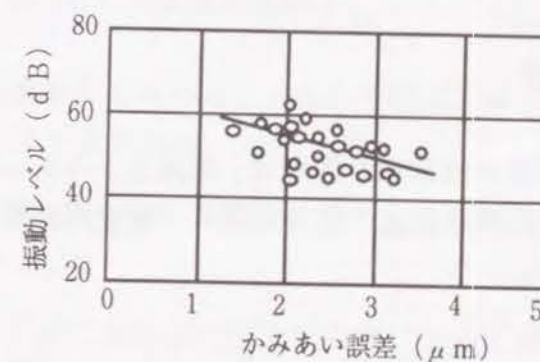


図 3.1.5 最終減速装置振動レベル測定装置



(a) 振動測定時トルク 15 Nm



(b) 振動測定時トルク 90 Nm

図 3.1.6 片歯面かみあい誤差と最終減速装置振動レベルの対比

使用されている。走行状態と同じ回転速度と負荷条件で運転して最終減速装置の上部の振動加速度を検出するものである。これは最終減速装置の評価法としては適切なものであるが、ここで得られる振動レベルには、歯車の性能だけでなく軸受や歯車箱などの構成部品の精度や組み付け精度が影響することから、歯車の評価法としては不適切である。また、歯車を最終減速装置に組み付け、測定機に搭載して測定データを得るまでには相当の時間が掛かるため、連続的に流れ生産される現実の生産工程にタイムリーに情報を提供することが困難である。図3.1.6は、22対のハイポイドギヤについて、片歯面かみあい誤差測定機で測定したかみあい誤差と最終減速装置の振動レベルを対比したものである。振動測定時の負荷が15 Nmの場合(図(a))には、ばらつきは大きいものの正の相関が観察されるが、負荷トルクが90 Nmの場合(図(b))には、むしろかみあい誤差が小さい方が振動レベルが高い傾向が表れており対応がない。

以上の問題を解決するために、3.3節において歯車の段階で必要な負荷トルクを掛けてかみあい誤差を測定する技術に関して研究する。

3.2 連続回転計測データからの個別歯面位置誤差分離技術の開発

個々の歯車の歯面位置誤差測定を間欠的動作で行う従来の測定法に対し、大小両歯車をかみあわせて、被動歯車の駆動歯車に対する回転の進み遅れ、すなわち伝達誤差を計測する手法は、その動作が連続回転運動であるためかなり効率よく測定が可能であり、さらに実際に作動に関与する歯面の位置情報がすべて織り込まれていると言う利点がある。しかしこの手法で得られる結果は、歯車対の総合的な回転精度であって、個々の歯車の精度を把握できないので、その測定結果を歯車製造ラインにフィードバックすることの出来ない問題がある。本節では、連続回転計測データを用いて個々の歯車のピッチ誤差や歯面の偏心量を効率よく検出する技術に関する研究を行う。

3.2.1 基本原理

本研究における測定装置の機械的な構成は、片歯面かみあい誤差測定機(図3.1.3)と同一であるが、位相差演算後の信号処理に「特定周波数成分除去法」を活用した新しい技術を導入する。

いま、ある周期関数を

$$f = \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin(n\omega t + \phi_n) \quad \dots (3.2.1)$$

で表すとする。この関数を ψ ずつだけずらせて m 個重ね合わせたもの

$$\text{sum}[f] = \sum_{i=1}^m \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin(n\omega t + i\psi + \phi_n) \quad \dots (3.2.2)$$

は、下記の式が満たされる時にゼロとなることは、良く知られた三角関数の性質である。

$$m\psi = (2\pi/\omega)N \quad (N \text{ は } 1 \text{ 以上の整数}) \quad \dots (3.2.3)$$

すなわち、周波数が判っている周期関数については、 m と ψ を適当に選ぶことにより、式(3.2.2)の操作によって除去することができる。

さて、小歯車および大歯車の歯面が理想的な歯面からどれほど離れているかをピッチ円上での歯面位置偏差として、以下のように表すことができる。小歯車については、

$$e_p = \sum_{n=1}^{\infty} a_{pn} \sin(n\theta_p + \phi_{pn}) \quad \dots (3.2.4)$$

大歯車については、

$$e_g = \sum_{n=1}^{\infty} a_{gn} \sin(n\theta_g + \phi_{gn}) \quad \dots (3.2.5)$$

ここで、 θ_p 、 θ_g は、それぞれ小歯車と大歯車の回転位置を表す角度である。なお、上記二つの式における正弦要素の振幅 a_{pn} および a_{gn} を回転 n 次のランアウトと呼ぶことにする。

さて、上記の大小両歯車をかみあわせて回転した時に、両者の歯面位置偏差によって生じる伝達誤差 e は次式で表される。

$$e = e_p + e_g \quad \dots (3.2.6)$$

従って、片歯面かみあい誤差測定機で位相差演算によって得られる信号は、上式の e にかみあい誤差 e_M が重畳したものであり、

$$e_T = e_p + e_g + e_M \quad \dots (3.2.7)$$

この信号から、先に記述した特定周波数成分除去法を用いて、大歯車側の歯面位置偏差成分を除去する処理は次のようである。
連続的に得られる信号を小歯車の一回転毎の長さに分断する。この分断された信号を大歯車の歯数 z_G に一致する数だけ連続的に採取し、それらを分断位置を合わせて足し合わせると

$$\begin{aligned} \text{sum}[e_T] = & z_G \sum_{n=1}^{\infty} a_{Pn} \sin(n\theta_p + \phi_{Pn}) \\ & + \sum_{i=1}^{z_G} \sum_{n=1}^{\infty} a_{Gn} \sin(n\theta_G + i(2\pi z_P/z_G) + \phi_{Gn}) + z_G e_M \\ & \dots (3.2.8) \end{aligned}$$

但し、各ピッチのかみあい誤差 e_M は一定と仮定している。
上式において、式(3.2.3)における N に相当するものは z_P であり、これは整数であることから右辺の第2項は0となる。従って、 $\text{sum}[e_T]$ を z_G で除して、

$$\text{sum}[e_T] / z_G = \sum_{n=1}^{\infty} a_{Pn} \sin(n\theta_p + \phi_{Pn}) + e_M \quad \dots (3.2.9)$$

となり、これは小歯車の歯面位置偏差にかみあい誤差が重畳したものである。
ところで、上記の処理は、小歯車一回転分毎の信号を小歯車の回転角位相を合わせて加算し加算回数で除する(すなわち平均する)ことから、「同期加算平均処理」と呼ぶことにする。大歯車側の歯面位置偏差については、伝達誤差波形を大歯車の回転に対して同期加算平均処理することにより求めることができる。

以上のようにして得られた歯面位置偏差を一ピッチの間隔でサンプリングしたときそのすべてのサンプリング点が、歯の一对かみあい状態にあるとすれば、これは円ピッチの絶対測定結果に対応するものである。

3.2.2 開発した測定システム

開発した測定システムの概要を図3.2.1に示す。歯車を回転する装置としては、グリーソン社のかさ歯車歯当たりテスター(型番#502)を改造して使用した。小歯車軸側のモーターによって一定速度で駆動し、大歯車軸側に取り付けたモーターで負荷トルクを吸収する。本節の実験では、小歯車軸を60 rpmで回転し、大歯車軸に20 NMの負荷トルクを掛けた。大小両歯車軸には、1回転当たり36,000個のパルス信号と1個の起点信号が出力されるロータリーエンコーダーを取り付けた。ロータリーエンコーダーの出力パルスを受ける処理回路において、位相差演算回路によって

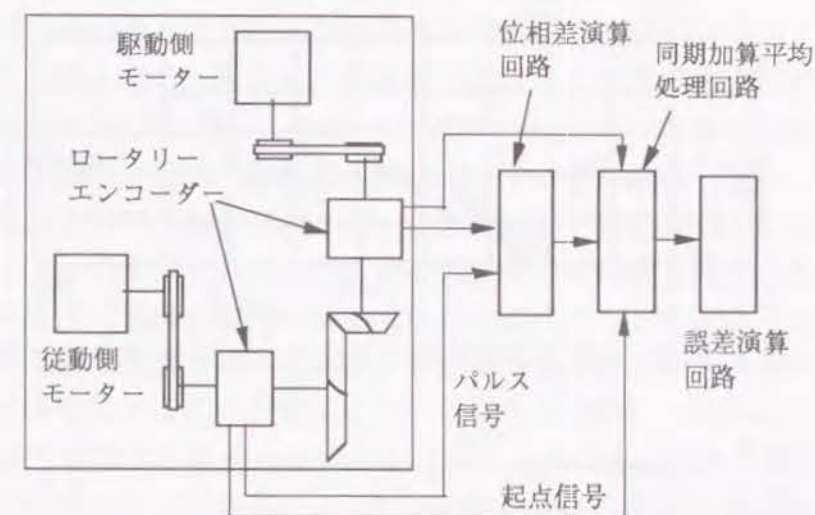


図3.2.1 個別歯面位置誤差測定システム

伝達誤差が出力されるのは既知の技術である。今回の測定システムでは、その後に同期加算平均処理回路と誤差演算回路を追加した。この同期加算平均処理回路では、各々のロータリーエンコーダーから受けた起点信号をトリガーとして伝達誤差のサンプリングを始め、これを記憶させる。各ロータリーエンコーダーの1回転後の起点信号を受けると、記憶場所の最初のアドレスに戻り、順次、新しい伝達誤差値を記憶済みの値に加算する。この加算を相手歯車の歯数だけ繰り返した後、加算回数で除して平均値を算出する。この同期加算平均処理により、前項で記述した原理に基づいて相手歯車の精度の影響が除去されることになる。このことは、大歯車と小歯車が互いに素の歯数を持つ場合には、同期加算処理によって被測定歯車のどの歯も相手歯車のすべての歯とかみあうことになり、相手歯車の影響が均一化されて、被測定歯車の精度のみが表れるものと考えられることができる。

測定システムの性能を確認する実験には、表3.2.1に示す諸元を持つ歯数比

表3.2.1 試験歯車の主要諸元

	小歯車	大歯車
歯 数	10	43
外 径 (mm)	77	205
モジュール (mm)	4.767	
歯 幅 (mm)	38	32
ねじれ角 (deg.)	47.4	27
圧力角 (deg.)	16/22	
オフセット (mm)	31.75	
歯 切 り 法	ヘリックスフォーム	

が10×43のハイポイドギヤを用いた。自動車の最終減速装置用歯車では、通常このように互いに素の歯数が用いられる。図3.2.2は、位相差演算回路から出力される同期加算平均処理前の伝達誤差波形の一例である。横軸に大歯車の回転角度を取り、縦軸に伝達誤差を取っている。横軸の1目盛り内に4個から5個観察される、歯のかみあい周期に対応すると思われる小さな波に加え、かみあう両歯車のランアウトによる大きなうねりが存在し、複雑な波形になっている。

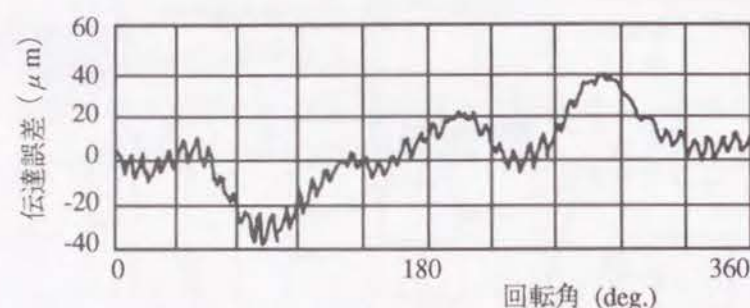


図 3.2.2 位相差演算回路から出力される伝達誤差波形

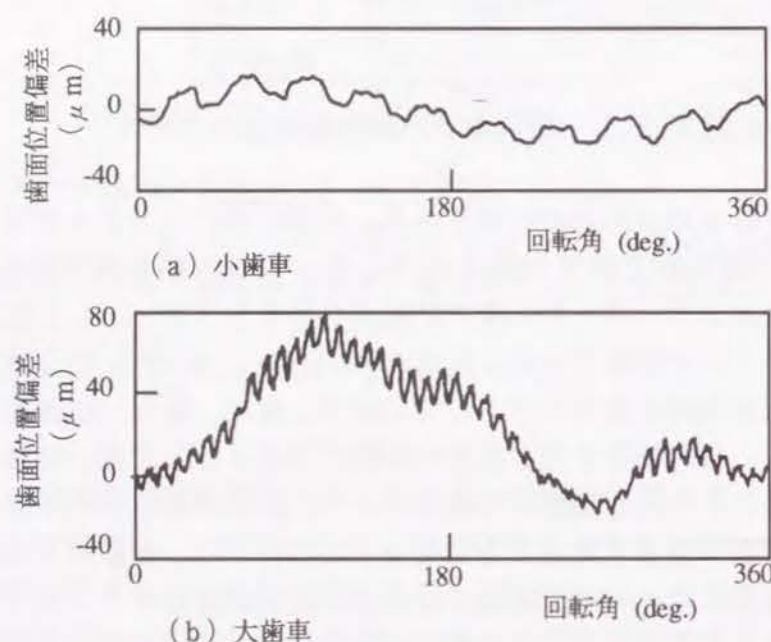


図 3.2.3 提案の方法で同期加算平均されて求められた歯面位置偏差波形

図 3.2.3 は、同期加算平均処理後の伝達誤差波形、すなわち先項の信号処理の原理に従って求めた歯面の位置偏差波形を示している。縦軸の目盛りは、図 (a)、図 (b) いずれも大歯車の外周上における円周長さに換算して表している。小歯車の歯面位置偏差を求める場合と、大歯車の歯面位置偏差を求める場合とでは、当然ながらどちらの歯車の歯面位置偏差をノイズとみなしているかが逆になるため、伝達誤差の測定データからサンプリングする長さが異なっている。図 (a) の小歯車の波形では、ほぼ等しい形状の 1 ピッチ毎の波が小歯車一回転を波長とするうねりの上に乗っており、歯面が回転軸に対して単純に偏心している様子（正確には回転 1 次のランアウトが存在する様子）が分かる。一方、図 (b) の大歯車の波形においては、回転 1 次のランアウトに加え異形のうねりが観察されるが、これは浸炭焼き入れ時に生じた歪によるものと思われる。

このようにして得られた歯面位置偏差波形から、誤差演算回路において歯面位置誤差を算出する手順は次の通りである。小歯車側を例にとって説明する。1 ピッチ毎にサンプリングする点が、歯の一对かみあい状態にあるように設定するため、まず、得られた歯面位置偏差波形（図 3.2.3 (a)）をハイパスフィルターを通し、歯面位置偏差による低周波成分を除去した波形（図 3.2.4）を求める。次に、これを一ピッチ毎に切って重ね合わせ平均化処理を行い、1 ピッチ平均波形（図 3.2.5）を得て、その最も高い点の起点信号からの角度を求める。歯面位置偏差波形において、起点信号から上記の角度だけ進んだ位置を最初の歯の代表点とし、そこから一ピッチ毎の角度における点を各歯を代表するサンプリング点とする。なお、代表点の値を算出するに当たって、面粗度などによる測定誤差を小さくするために、当該点の前 2 点と後 2 点との合計 5 点の平均値を取るようにした。このようにして求めた数値列において、隣り合う値の差を単一ピッチ誤差とし、最大の値と最小の値の差を累積ピッチ誤差とする。また、ランアウトの状態を数値化するために求めた数値列をフーリエ解析する。これは、式 (3.2.4) と式 (3.2.5) に示した歯面位置偏差の振幅 a_{pn} 、 a_{gn} を求めることにあたる。図 3.2.3 (a) の小歯車についてのフーリエ解析結果は、回転一次成分が $23 \mu\text{m}$ 、回転二次成分が $4 \mu\text{m}$ であり、ほぼ純粋な偏心現象が生じていることが数値的にも確かめられた。一方図 (b) の大歯車については、回転一次

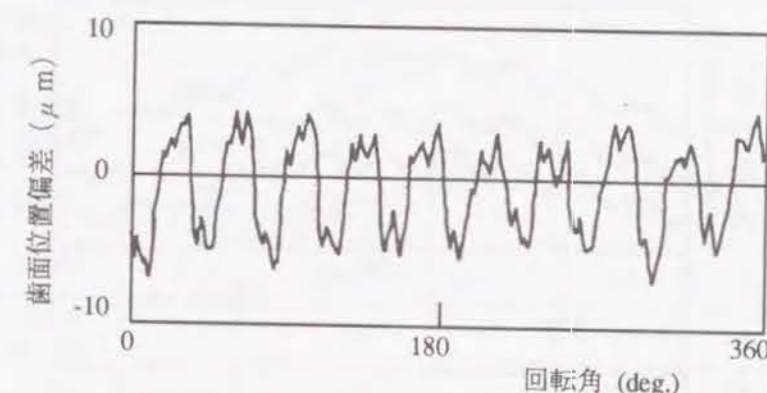


図 3.2.4 歯面位置偏差の低周波成分カット波形（小歯車）

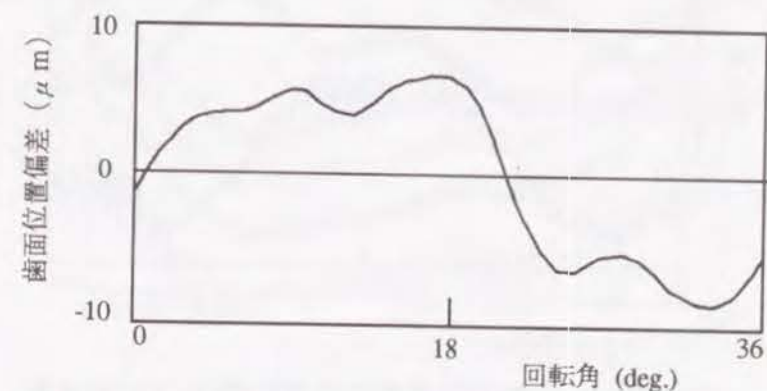


図 3.2.5 歯面位置偏差の 1 ピッチ平均波形（小歯車）

成分が $65\mu\text{m}$ 、2次成分が $23\mu\text{m}$ であり、偏心に加え、かなりの大きさの楕円状の誤差が存在することが判る。

3. 2. 3 ハイポイドギヤにおける歯面位置誤差実測テスト

開発した測定システムの性能を評価するための実験として、一つの被測定歯車に複数の歯車をかみあわせて、測定される被測定歯車の歯面位置偏差データの安定性を調査した。使用した歯車は、自動車用ハイポイドギヤの量産ラインにおいて、浸炭焼き入れ工程後に任意に抽出したものである。図3.2.6は、一つの小歯車に対して3個の異なる大歯車をかみあわせて測定した歯面位置偏差波形を示す。まず図(b)の大歯車の歯面位置偏差波形を見ると、3個の大歯車は歯面位置偏差の形態がかなり異なったものであることが判る。一方、小歯車の歯面位置偏差波形を示す図(a)においては、3本の波形はほぼ完全に同一の形状を示している。かみあわせた相手大歯車が上記のように相当に異なった歯面位置誤差を持つものであるにもかかわらず、相手歯車の影響が除去されて、小歯車のみの歯面位置偏差になっていることが認められる。表3.2.2は、図3.2.6の波形データより、前項に述べた手順でランアウトとピッチ

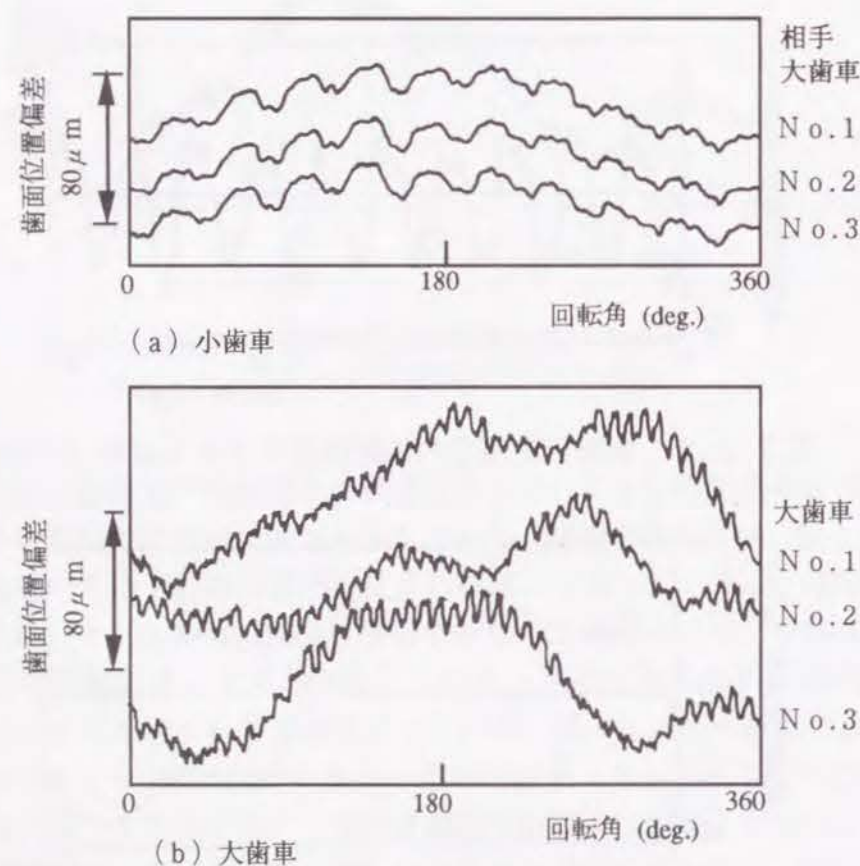


図3.2.6 1個の小歯車を3個の異なる大歯車とかみあわせたときの歯面位置偏差波形

チ誤差を求めた結果を示している。試験番号は、かみあい試験時の相手大歯車の番号に対応している。相手大歯車を変えて測定したにもかかわらず、求められた小歯車の誤差値は極めて安定していることが認められる。かみあい相手歯車を変えたときの小歯車の累積ピッチ誤差およびランアウトの回転1次成分における差異は $4\sim 5\mu\text{m}$ であり、単一ピッチ誤差では $3\mu\text{m}$ である。一方、ランアウトの回転2次成分については全く差異がないことから、上記の差異の主たる原因は、かみあい相手の大歯車を変えるときにある程度避け得ない小歯車の取り付け誤差の影響が測定時に表れたものと考えられ、測定原理上の問題ではないと考えられる。なおこの程度の差異は、実用上問題の無いレベルであるが、取り付け精度については測定実行時に正確を期す必要があるであろう。

逆に、一つの大歯車に対し小歯車を順次交換する実験で得られた大歯車の歯面位置偏差波形を図3.2.7に、ランアウトとピッチ誤差を求めた結果を表3.2.3に示す。表中に認められるように、かみあい相手としての小歯車には、ランアウトの1次成分について4倍程度まで差があるものが用いられている。しかし、大歯車の単一ピッチ

表3.2.2 1個の小歯車を3個の異なる大歯車とかみあわせたときのピッチ誤差とランアウト

項目		試験番号		
		No.1	No.2	No.3
小歯車 測定値 (μm)	ランアウト (1次)	33	32	28
	ランアウト (2次)	5	5	5
	累積ピッチ誤差	33	34	30
	単一ピッチ誤差	14	13	11
大歯車 測定値 (μm)	ランアウト (1次)	44	69	68
	ランアウト (2次)	6	21	25

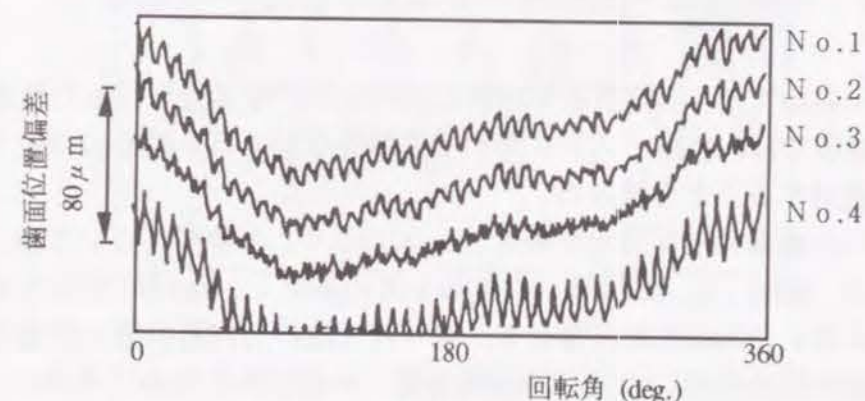


図3.2.7 1個の大歯車を4個の異なる小歯車とかみあわせたときの歯面位置偏差波形

表3.2.3 1個の大歯車を4個の異なる小歯車と
かみあわせたときのピッチ誤差とランアウト

試験番号		No.1	No.2	No.3	No.4
項目					
大歯車 測定値 (μm)	ランアウト (1次)	54	55	55	53
	ランアウト (2次)	28	29	28	29
	累積ピッチ誤差	77	77	74	72
	単一ピッチ誤差	14	13	14	14
小歯車 測定値 (μm)	ランアウト (1次)	21	82	36	32
	ランアウト (2次)	4	7	1	3

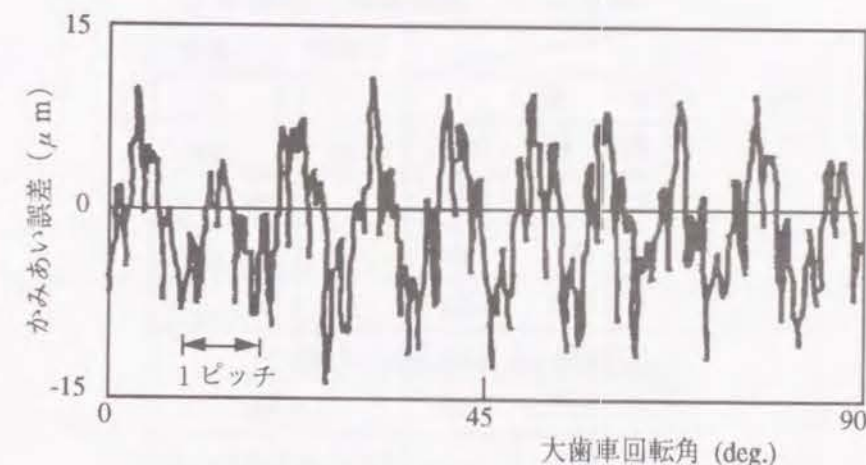
誤差やランアウトの1次、2次成分とも、相手小歯車を変えて得られた4つの結果の間には1~2 μm と小さい差異しか存在しない。ところが、累積ピッチ誤差の差異は5 μm とやや大きい。累積ピッチ誤差が最小の試験No.4と最大の試験No.2の歯面位置偏差波形(図3.2.7)を比較すると、一ピッチの波の形状が異なっており、No.4の波の頂点位置が、No.2のそれに比べて左に寄っている。このことは、No.2とNo.4では歯面の異なった位置におけるピッチ誤差が検出されていることを意味している。測定に供した歯車が歯切り後焼き入れしたものであり、歯により歯面形状が若干異なっていることから上記の現象が生じたと推定される。しかし、これは実使用状態におけるピッチ誤差を計測していることになり、むしろ実効的であると考えることができる。また、No.3の歯面位置偏差波形を見ると、一ピッチ毎の波が他に較べ明瞭ではないが、このような場合に対しても、他の相手小歯車を用いた場合と大差のない大歯車のランアウトやピッチ誤差の値が得られていることは、この信号処理法の実用性の高さを示すものである。

3.2.4 同期加算平均処理のかみあい誤差への適用

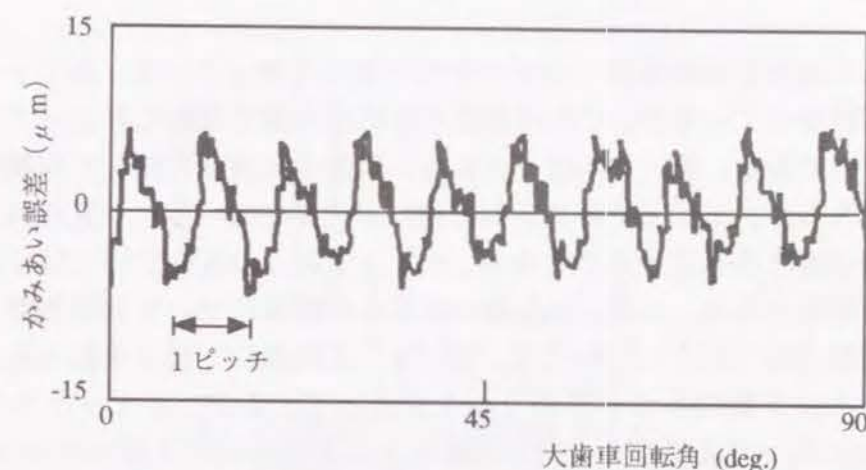
前項までにおいては、伝達誤差を対象に同期加算平均処理を行った結果について記述したが、本項では、ハイパスフィルター処理後のかみあい誤差について、同期加算平均処理を適用することを試みる。

実験に用いた歯車の主要諸元を表3.2.4に示す。小歯車については、カッターの複数の切れ刃(図1.2.2参照)のうち1刃のみを7 μm だけ突出させて歯切りを行ったものを用いた。これは、カッター取り付け時の切れ刃の振れ調整を誤った場合や、歯切り盤の創成運動に不良がある場合などを想定したものである。

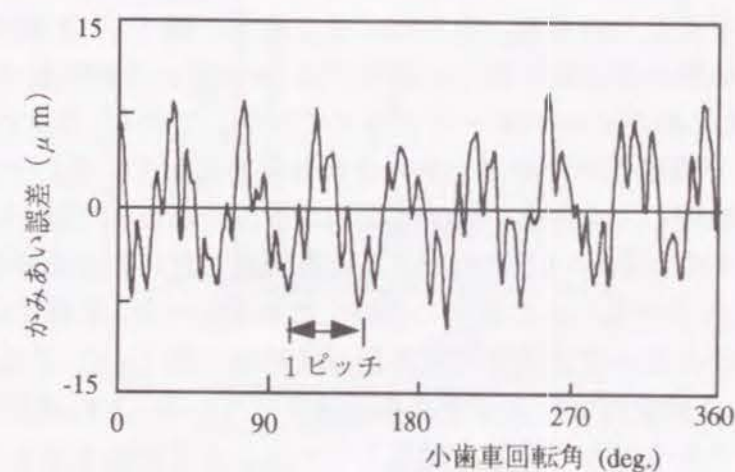
図3.2.8において、図(a)は同期加算平均処理前のかみあい誤差波形である。横軸には大歯車の回転角を取っているが、1ピッチ幅の大きなうねりの上に4または



(a) 同期加算平均処理前のかみあい誤差波形



(b) 大歯車について同期加算平均処理したかみあい誤差波形



(c) 小歯車について同期加算平均処理したかみあい誤差波形

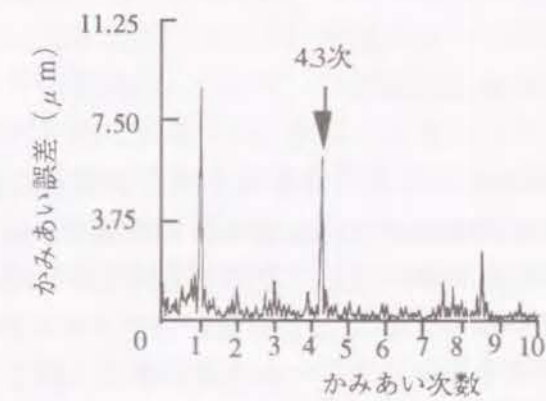
図3.2.8 同期加算平均処理前後のかみあい誤差波形

表 3.2.4 試験歯車の主要諸元

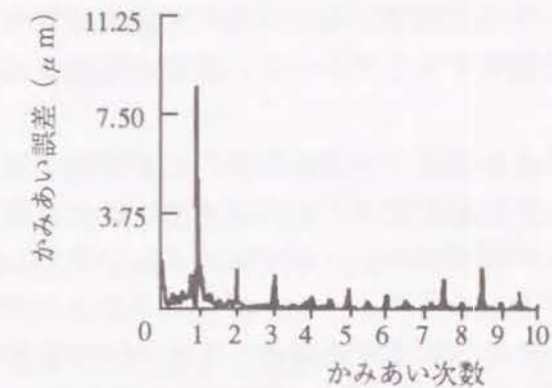
	小歯車	大歯車
歯 数	8	39
外 径 (mm)	72	205
モジュール (mm)	5.256	
歯 幅 (mm)	38	32
ねじれ角 (deg.)	52.3	31.8
圧力角 (deg.)	20/25	
オフセット (mm)	31.75	
歯 切 り 法	ヘリックスフォーム	

5個のかなり大きな振幅を持つ小ピッチのうねりが乗っている。各ピッチの波形は相当に形状が異なっているが、これは歯面の形状が各歯で微妙に異なっているために生じているものである。図 (b) は、かみあい誤差を大歯車に関して同期加算平均処理した波形であるが、1ピッチ毎のうねり形状が明瞭で図 (a) で見られた小ピッチのうねりは殆ど姿を消していることから、小ピッチのうねりについては小歯車の方に原因があると推定される。一方、かみあい誤差を小歯車について同期加算平均処理して得られた波形 (図 (c)) については、図 (a) と同様に1ピッチ幅の大きなうねりの上に4個または5個の小ピッチのうねりが乗っているが、小ピッチのうねりは、図 (a) のものに比べて先端がやや鈍い形状となり振幅も小さくなっている。これは、相手大歯車の歯によって、小ピッチのうねりがピークとなる角度位置が微妙にばらつくことにより、同期加算によってピークが鈍化したものと考えられる。つぎに、これらの波形を周波数分析した結果を、図 3.2.9 に示す。図 (a) の同期加算平均処理前のかみあい誤差波形を周波数分析した結果では、かみあい1次に約 $9 \mu\text{m}$ のピークと、かみあい4.3次に約 $6 \mu\text{m}$ のピークが生じている。この4.3次のピークが、図 3.2.8 の図 (a) で観察された小ピッチのうねりに対応している。一方、大歯車について同期加算平均処理したかみあい誤差波形の周波数分析結果 (図 (b)) では、図 (a) とほぼ同じレベルのかみあい1次のピークと高調波次数における小さなピークが存在するのみで、4.3次のピークは完全に消滅している。一方、小歯車について同期加算平均処理されたかみあい誤差波形の周波数分析結果 (図 (c)) では、図 (a) と同様に4.3次のピークが表れているがその値は減少している。これは図 3.2.8 の図 (c) において小ピッチのうねりの先端が鈍化していることと対応するものである。

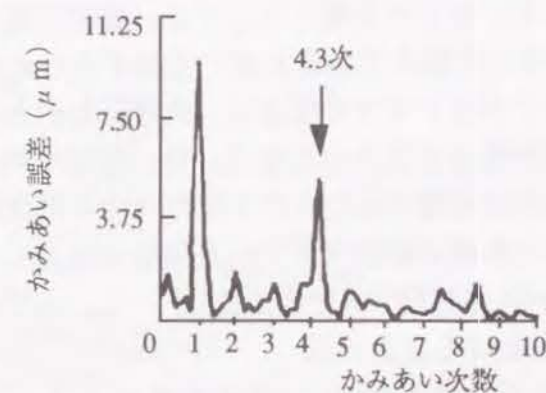
以上のことから、かみあい誤差に表れた4.3次のうねりの原因は、専ら小歯車側に存在することが確認された。このように同期加算平均処理によれば、かみあい誤差についても、一方の歯車に存在する不具合を特定して検出できることが確かめられた。



(a) 同期加算平均処理前のかみあい誤差



(b) 大歯車軸について同期加算平均されたかみあい誤差



(c) 小歯車軸について同期加算平均されたかみあい誤差

図 3.2.9 同期加算平均処理前後のかみあい誤差の周波数分析結果

3. 3 実働負荷条件におけるかみあい誤差測定技術の開発

3. 3. 1 はじめに

歯車騒音の元になるかみあい誤差を運転時と同じ負荷条件において測定するテスト（以後は負荷かみあい誤差テストと呼ぶ）の開発は、永年の課題である。すなわち、歯車の段階で騒音のレベルを正しく把握することができれば、生産された歯車の確実な品質保証が可能となり、また万一不良が発見された時には製造工程の点検・整備を遅滞なく行う事ができる。さらに、かみあい誤差と第2章の研究の成果として開発された歯面形状測定技術によって計測される歯面形状と対比し、それらの間の関係を追求する事によって、より良い歯面形状を解明する事ができる。また、現在各方面で研究が進められている有限要素法などを用いて歯の変形を解析的に算出する手法に対しても、その精度を検証する上でかみあい誤差の実測値は欠くことの出来ないものである。

このように、負荷かみあい誤差テストは極めて必要性の高いものであるが、現在まで実現が遅れてきた。この事情はハイポイドギヤに較べ格段に広範囲に使用されている円筒歯車についても同様であり、一部で研究はなされているが、下記のような解決困難な技術的問題点があり、テストとして完成されるまでには至っていない。第1の問題点は、高トルクで回転させる場合、モーターや駆動力伝達系の回転むらに起因する振動を避ける事ができず、それが被測定歯車と回転角度センサー（一般にロータリーエンコーダー）の連結部の剛性不足のため両者の間に相対運動を引き起こし、正確な測定を阻害することである。また回転数が十分低くないために各部の共振現象を誘発する問題もある。第2の問題点としては、歯車に高トルクを負荷すると大きな反力が発生するが、それに耐えて歯車を剛に支持するための構造が明らかにされていないことである。ハイポイドギヤの場合は、負荷反力が大きく、歯車対の位置の狂いによるかみあい誤差の変化が大きいため、特に重要な問題点である。本節では、これらの問題点に対処するための下記の4項目の課題について研究し、その成果を織り込んで負荷かみあい誤差テストを開発する。

- (1) 外乱に強いかみあい誤差測定システム
- (2) 滑らかに準静的に回転する駆動機構
- (3) 負荷反力に抗して被測定歯車を剛に支持する構造
- (4) 被測定歯車を精度良く位置設定する機構

3. 3. 2 レーザーによるかみあい誤差測定システムの開発

従来のかみあい誤差測定技術においては回転角測定センサーとして、先の図3.1.3に一例を示したようにロータリーエンコーダーが用いられている。しかしロータリーエンコーダーと被測定歯車の連結部のアライメントや剛性が不十分であると、歯車の歯の部分で生じている伝達誤差の吸収、増幅あるいは変調が引き起こされ測定誤差を生じる。このような計測誤差について、振動論的に解析を試みた報告もなされている⁽⁸⁵⁾。今までに試作された装置では、実際に必要とされる負荷を掛けた状態での測定が可能のように連結部の剛性を十分大きく取することは困難であり、片歯面かみあい誤差測定機のように極く低負荷、低回転速度の条件で計測する場合に、かろうじて装置の低剛性の悪影響がそれほど現れずに計測が可能になるようである。

本研究では、ロータリーエンコーダーを用いた測定システムが持つこの問題点を解消するために、レーザー測定ユニットによって物体表面の速度を計測する技術を利用した新しいかみあい誤差測定システムの開発について研究する。歯車本体または歯車を直接把持する部材の動きをレーザー測定ユニットで計測することにより、第1の課題である外乱に強いかみあい誤差の計測が可能となるものと考えられる。

システムの構成

図3.3.1は、開発した測定システムの構成と、それを用いて既存のハイポイドギヤ振動テスト上で、かみあい誤差を測定する状況を図式的に示す。大小両歯車を把持している治具の円筒表面の速度をレーザー測定ユニットを用いて検出し、かみあい誤差を算出するものである。レーザー測定ユニットの構成と原理⁽⁸⁶⁾を図3.3.2を用いて説明する。レーザー発信器から放射される単一波長の光は、ビームスプリッターで二つに分割された後、交差角 Φ を持って一点に収れんするよう反射鏡によって導かれる。レーザー測定ユニットは、被測定物体に対し、光の交差角 Φ が物体の速度 V を含み物体表面に垂直な面内にあり、かつ交差角 Φ の中心線が物体表面に垂直で、

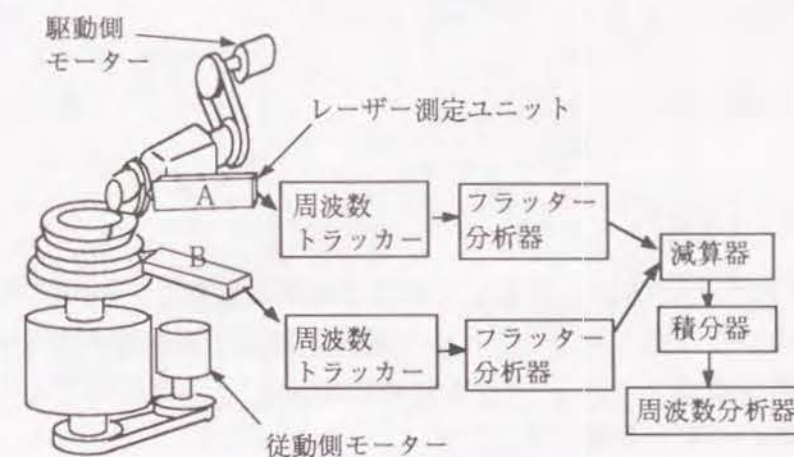


図3.3.1 開発したかみあい誤差測定システムの構成

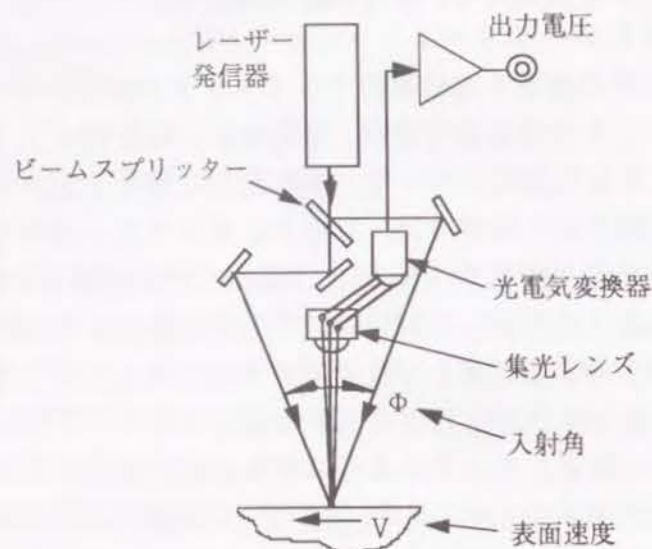


図3.3.2 レーザー測定ユニットの原理

光の収れん点が物体表面に一致するように配置される。物体表面に左右から照射された光は、それぞれ物体表面で乱反射し、一部が交差角 Φ の中心線上に置かれた集光レンズに侵入する。従って侵入光は、被測定物体の表面速度 V によるドップラー効果により、入射光に対し周波数がそれぞれ $\pm f_D'$ だけ変化した二つの光からなっている。

$$f_D' = V \sin (\Phi / 2) / \lambda \quad \cdots (3.3.1)$$

このため集光レンズが受ける光の強さは下記の周波数 f_D のビート現象を持つ。

$$f_D = 2 f_D' = 2 V \sin (\Phi / 2) / \lambda \quad \cdots (3.3.2)$$

この式を変換して、

$$V = f_D \cdot \lambda / 2 \sin (\Phi / 2) \quad \cdots (3.3.3)$$

従って、集光された光の強さを光電気変換器で電圧に変換し、そのビート周波数 f_D を検出することにより、式(3.3.3)から被測定物体の表面速度 V を知ることができる。なお、交差角 Φ はノイズを抑えるために40deg.と広角にし、レーザー光は波長780nmの半導体レーザーを用いた。

つぎに、図3.3.1において、レーザー測定ユニットの出力電圧信号を受けた周波数トラッカーでは、ノイズ除去のあと波形成形用のリミッターにより電圧変動を方形のパルスに変換して出力する。被測定物体が直径 D の円筒の場合の一回転当たりのパル

ス数は、次式で表されるが、例えば D が100 mmの場合、約28万パルスとなり分解能は極めて高い。

$$N = 2 \pi D \cdot \sin (\Phi / 2) / \lambda \quad \cdots (3.3.4)$$

つぎに、フラッター分析器は、受け入れたパルスを用いて、平均速度に対する速度変動の比率（以後、速度むらと呼ぶ）を計算し、FV変換器で電圧信号として出力する。小歯車側と大歯車側の出力を減算器を通すことによって、相対的な速度むらが演算され、それを積分器に通すことによって、かみあい誤差が求められる。またこれらの処理は全てリアルタイムで行われ、処理精度が保証される。

ここで開発する測定方法は、レーザー測定ユニットによる信号検出位置が被測定物である歯車を把持している治具の円筒表面であることから、①被測定物と信号検出部の関係が単純であり、試験歯車の取付が原因となる誤差が入る確率が少ない。②信号検出箇所は極めて高精度の加工が可能な円筒外周面である。③歯車に負荷を与えたときの装置の弾性変形はレーザー光の被測定面上の照射位置および照射角度をわずかに変動させるが、これが最終測定データに及ぼす影響は極めて少ない。すなわち広い意味でアップの原理にかなっていると言う長所をもつものである。

基本性能テスト

開発した測定システムの信号検出と処理の基本的な性能を把握するために、図3.3.3に示すようなテスト装置を製作した。被測定物是一个のローターであり、ローターの対向する位置にレーザー測定ユニットを配置した。データ処理としては、二つの

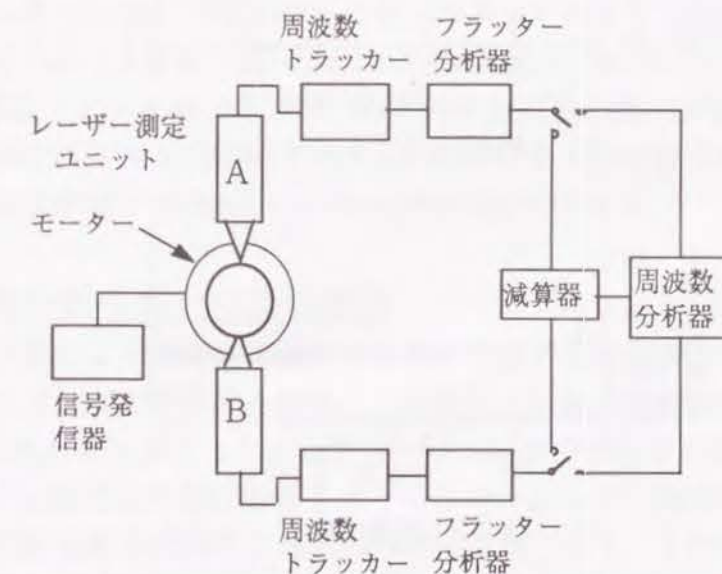


図3.3.3 かみあい誤差測定システムの基本性能テスト装置

レーザー測定ユニットの出力を個別に周波数分析する場合と、両者の出力を減算回路を通したあと周波数分析する2ケースが可能な回路とした。なお、積分回路は組み込んでいない。ローターは直径62mmのアルミニウム製であり、研削仕上げされた外周面の表面粗さは $R_{max}=3.2\mu m$ である。ローターと同軸に設置したモーターは、ACサーボモーターであり、信号発信器より発信されるパルスにより回転制御される。本測定においてはモーターの平均回転数を1425rpmに設定し、さらに200Hzの周波数で回転むらを与えた。図3.3.4は、200Hzにおいて0.03%の回転むら信号を与えた場合の測定データを示す。図(a)、図(b)は、それぞれAあるいはB一方のレーザー測定ユニットで測定された速度むらデータである。縦軸の速度むらは、1%のむらを0dBとして表示している。200Hzにおいて観察されるピーク(i)と(ii)の値は、いずれも31.1dB(0.029%)であり、信号発信機で与えられた回転変動の入力値とほぼ一

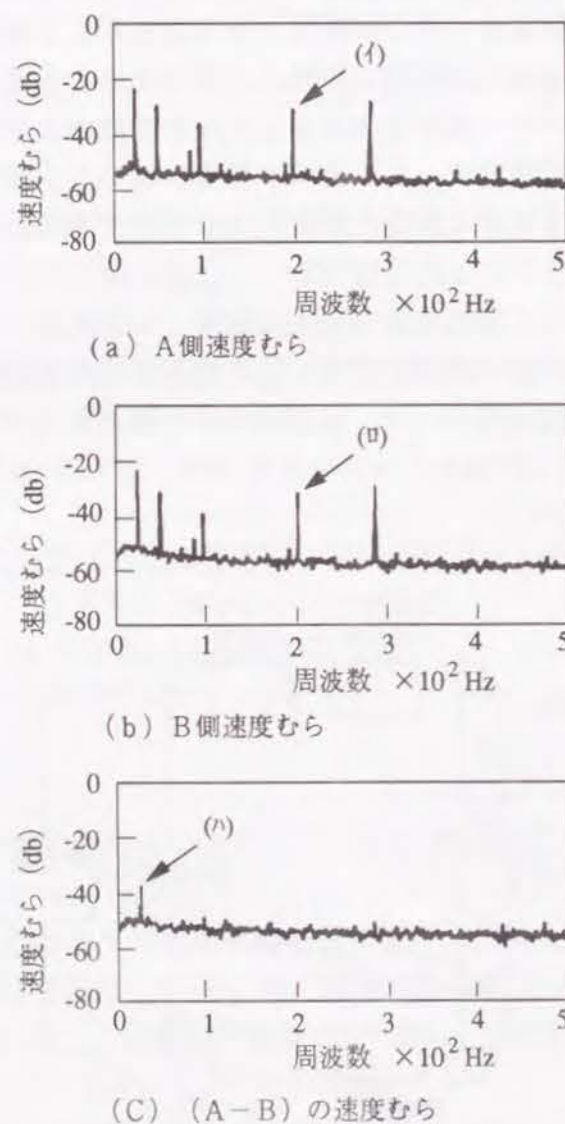


図3.3.4 かみあい誤差測定システムの基本性能テスト結果
(0.03%の回転むら付与時)

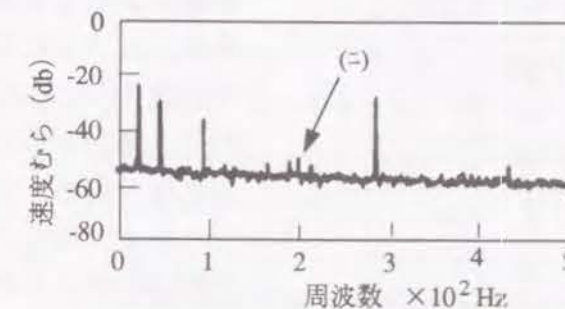


図3.3.5 かみあい誤差測定システムの基本性能テスト結果
(0.003%の回転むら付与時)

致している。その他の周波数において見られるピークは、ローター回転の周波数と、その高次の周波数で発生しているもので、その状態は両図でほぼ同一である。図(c)は、二つのレーザー測定ユニットの出力を減算回路を通して処理した結果であるが、回転1次以外のピークは消滅している。消滅したピーク周波数については、二つの測定ユニットで測定しているローター外周面の速度むらが、振幅、位相とも同一であることから純粋な回転むらであることが分かる。回転1次の周波数において残っているピーク(h)はローター外周面の振れによって生じているものであり、検出されているピークの値が外周面の振れ量の実測値($8\mu m$)から計算される値と一致することが確認されている。図において、上述のピーク以外に微細な凹凸を持って全周波数領域に亘って発生している速度むらのレベルは、主にFFT処理によって生じる誤差成分で決まっているようであり、これをノイズレベルと定義する。図(c)におけるノイズレベルは、約-50dB(速度むら0.003%)から約-56dB(同0.0016%)と極めて微小である。図3.3.5は、ノイズレベルに近い-50dB(同0.003%)の回転むらを信号発信機によってモーターに与えた場合のAの測定ユニットによる速度むら測定データである。200Hzのところに入力値と同一レベルの-50.8dBのピーク(c)が検出されている。以上の結果、測定システムのノイズレベルと回転むら検出能力が確認された。また、二つのレーザー測定ユニットの検出データは、時間的なズレが全く無い状態で正確に減算処理されることが分かった。

歯車のかみあい誤差測定性能の評価

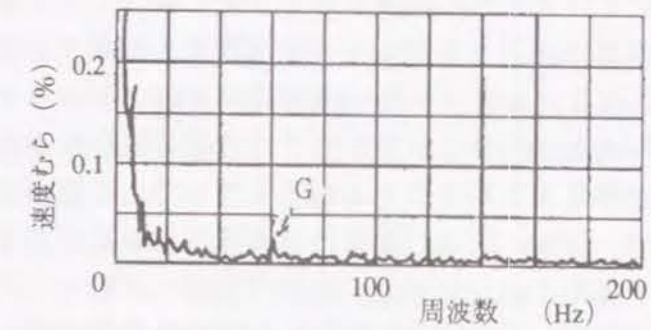
上記の予備実験により本研究で採用する測定装置の基本性能が確認されたので、先の図3.3.1に示した実験装置を構築し、歯車のかみあい誤差測定性能の評価を行った。歯車をかみあわせる装置としてはグリーンソン社製の傘歯車用振動テスター(#513)を使用し、そこに開発した測定装置を取り付けた。レーザー測定ユニットA、Bによる計測面は大小両歯車を把持する治具の外周円筒面である。これらの治具は鋼製で被測定箇所は研削仕上げされている。試験時の被測定歯車の回転速度については、装置の振動発生を出来るだけ防止するために、モーターが安定して回転する低速側の限界

表 3.3.1 試験歯車の主要諸元

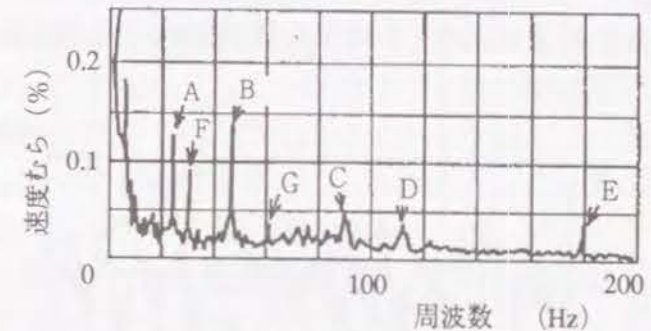
	小歯車	大歯車
歯 数	13	47
外 径 (mm)	85	205
モジュール (mm)	4.36	
歯 幅 (mm)	38	34
ねじれ角 (deg.)	44.33	26.55
圧力角 (deg.)	15/27.5	
オフセット (mm)	28	
歯切り法	ヘリックスフォーム	

車についての測定結果である。図 (a) と図 (b) は、小歯車把持部と大歯車把持部の個々の速度むらの周波数分析データであるが、図 3.3.1 のデータ処理回路において個々のフラッター分析器の出力を直接FFT処理して得たものである。縦軸の速度むらはリニヤスケールで表示している。図 (a) の小歯車軸については、10Hz以上の周波数では、電源の交流周波数である60HzのピークG以外ではめだったピークは見られず、ほとんど速度むらが無いことが分かる。図 (b) の大歯車軸については、60HzのピークGの他に、かみあい周波数Aおよび2次B、4次C、5次D、8次Eの周波数においてピークが現れている。なお30Hzにあるピークは歯車の回転速度を変えても変化しないことを確認しており、装置自身の固有振動によるものと考えられる。かみあい1次周波数以上における、かみあい周波数以外の帯域における速度むらのレベルを見ると、図 (a) では0.005%程度であるのに対し、図 (b) ではその3倍ほどある。これは前項で調査したノイズレベルに較べ相当に高い値であり、信号検出部とくに被動大歯車の信号検出部にホワイトノイズ的な振動が生じているものと考えられる。本測定装置の分解能をさらに向上するには、より低速で安定した回転が可能な仕様に改良していく必要があると考えられる。つぎに、図 (c) は測定システムの正規の処理回路を経て積分回路の出力として得られたかみあい誤差波形である。横軸には時間を取り、縦軸には小歯車回転角度に対する大歯車の回転角度の理論値からの進み遅れの量を歯車のピッチ円周上の長さに換算して表している。なおこの図では歯車の偏心に起因する誤差成分はハイパスフィルターによって除去している。7 μ mほどの振幅を持つ1ピッチ毎のうねりが顕著に見られるが、個々の形はかなり異なっており、うねりの上部が二つに分かれているものも観察される。これらの形状のばらつきは歯面形状に相当のばらつきが在る事を窺わせるものである。図 (d) は、図 (c) のかみあい誤差波形を周波数分析したものであるが、かみあい周波数A、2次Bの他、4次C、5次D、8次Eの周波数および30Hz Fにピークが現れており、図 (b) の大歯車軸の速度むらにおいて見られたピークと対応している。60Hzのピークは図 (d) で

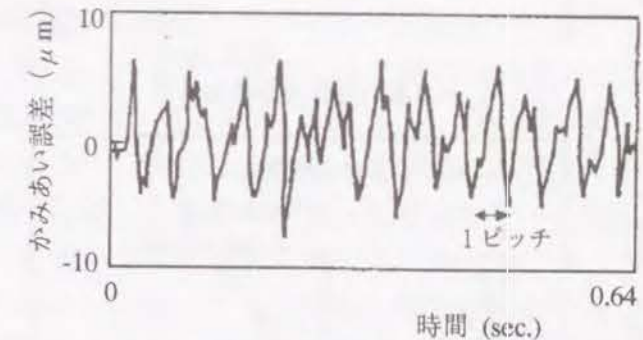
である106rpmに設定した。また大歯車軸における負荷は15Nmと軽微である。テストに用いたハイポイドギヤは表3.3.1に示す諸元の歯車であり、歯切りしたままのもの、焼き入れ後のもの、ラッピング加工後のものなど、加工工程の各段階の歯車を使用した。また歯切り品については、カッターの切れ刃振れ精度を故意に悪くして歯切りしたものを用いた。なお小歯車の歯数が13であることからかみあい周波数は23Hzである。図3.3.6は、焼き入れ後の歯



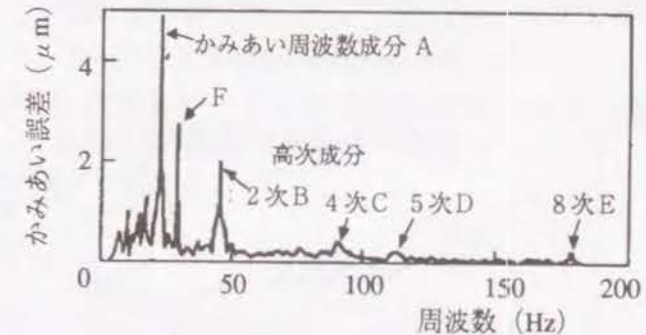
(a) 小歯車軸の速度むら



(b) 大歯車軸の速度むら



(c) かみあい誤差の時間軸波形

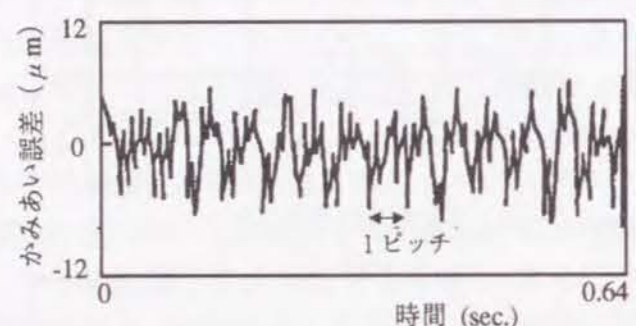


(d) かみあい誤差の周波数分析データ

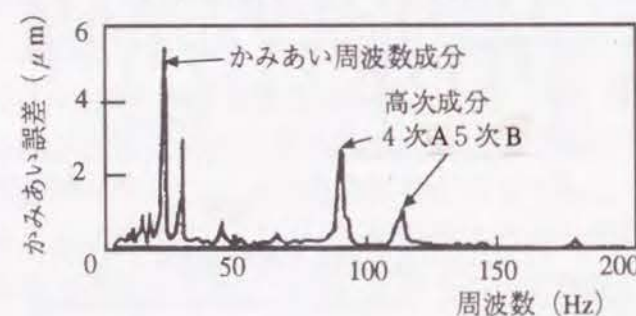
図 3.3.6 焼き入れ後の歯車の測定データ

は消滅しており、この周波数では小歯車軸と大歯車軸が全く同じように動いていることが分かる。

図3.3.7は、歯切りカッターの精度を悪化させて製作した小歯車について、同様にして測定されたかみあい誤差ならびにその周波数分析結果である。図(b)の周波数分析データでは、かみあい4次、5次の周波数におけるピークが非常に大きい。これは図(a)のかみあい誤差波形において1ピッチ毎に見られる大波の上に4個から5個の小ピッチの波が重なっていることと対応している。この小波は歯切り時の切れ刃の条痕によるもので、図3.3.8の歯当たりの状況に対応したものである。なお歯切り放しのハイポイドギヤでは、カッターの歯切り盤への取り付け誤差のためにこのような条痕がしばしば現れ、これは常に運転時の振動騒音の原因になることが経験的に認識されている。図3.3.9は、ラッピング加工をした歯車対について測定したかみあい誤差の周波数分析結果を示す。かみあい周波数のところに約2 μ mのピークが



(a) かみあい誤差の時間軸波形



(b) かみあい誤差の周波数分析データ

図3.3.7 誤差のあるカッターで歯切りされた小歯車のかみあい誤差測定結果



図3.3.8 誤差のあるカッターで歯切りされた小歯車の歯当り

明瞭に観察されるが、2次以上の高次の周波数のところではピークは見られない。ラッピング加工によって歯車のかみあい誤差をかなり減少させられることが、この結果より明らかである。

以上のように計測したかみあい誤差を、本測定システムの機械部であるグリーンソン傘歯車振動テスターの本来の機能の振動測定データと対比した。この振動テスターでは、小歯車の軸受外筒部に装着された加速度センサーにより、回転速度を1200rpmから減少する過程で振動加速度を取り込み、バンドパスフィルターを通してかみあい周波数の成分とその高次成分を検出する(図3.1.4参照)。バンドパスフィルターの中心周波数として、かみあい周波数と2次に対しては200Hzを、3次以上については600Hzを用いた。図3.3.10に振動とかみあい誤差の対応を調査した結果を示す。横軸の振動加速度はデシベル表示で、縦軸のかみあい誤差は対数目盛りで表示している。図(a)は、かみあい周波数と2次について描いたものであるが、良い相関関係が見られる。図(b)の3次以上の成分についても対応関係は見られるが、相関関係はやや低い。振動測定においては、回転速度がかなり高くまた負荷が軽微であるために歯面分離が発生している可能性が高く、これが高次成分における振動とかみあい誤差の低い相関の原因になっていると推測される。一方、前節の研究において開発した測定機(図3.2.1参照)では、上記のテストで使用した振動テスターに比べより剛性の高い歯当たりテスター(グリーンソン社#502テスター)を用い、測定時の小歯車回転速度をより低速に出来ることから、歯面分離の防止に関して有利であると考えられる。そこでこの測定機に、開発したかみあい誤差測定システムを図3.3.1と同様な状態に取り付け、測定テストを行った。測定時の小歯車回転数は60rpm、被動大歯車軸における負荷は20Nmとした。図3.3.11は、測定機に取り付けられているロータリーエンコーダーによって測定したかみあい誤差と、開発したシステムによって測定したかみあい誤差を対応した結果を示す。両者はたいへん良く対応している。ロータリーエンコーダーについても、片歯面かみあい誤差測定機のように回転の滑らかさが確保され、ロータリーエンコーダーと歯車の間の剛性が十分確保されている場合には、良い測定精度が得られることが認められており、実験に用いた測定機はその条件を満たすよう構成したものである。従って、図3.3.11は、開発したシステムの計

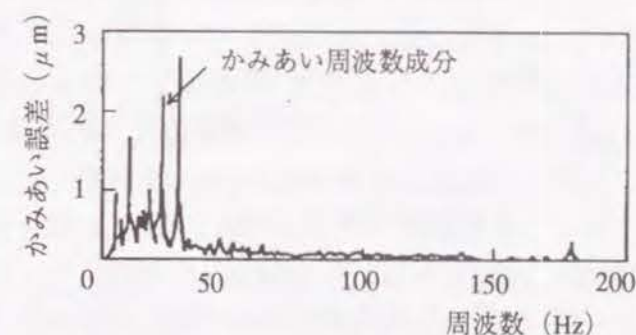
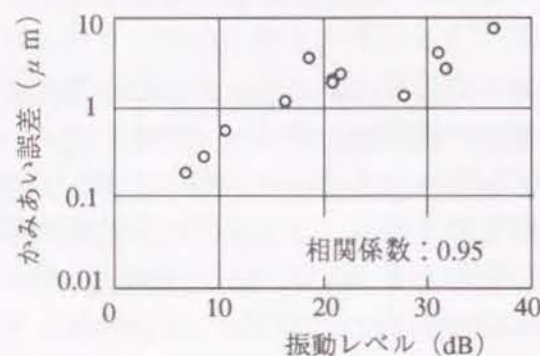
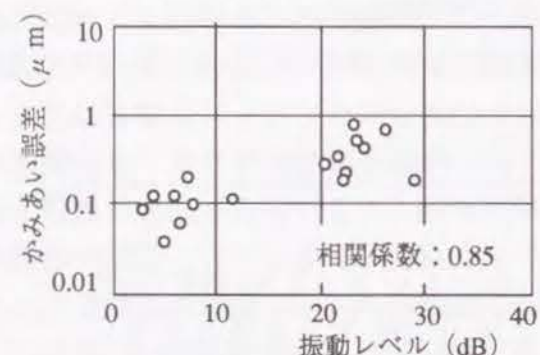


図3.3.9 ラッピング加工後の歯車のかみあい誤差測定結果



(a) かみあい成分と2次成分



(b) 3次、4次5次成分

図3.3.10 かみあい誤差と振動レベルの対応

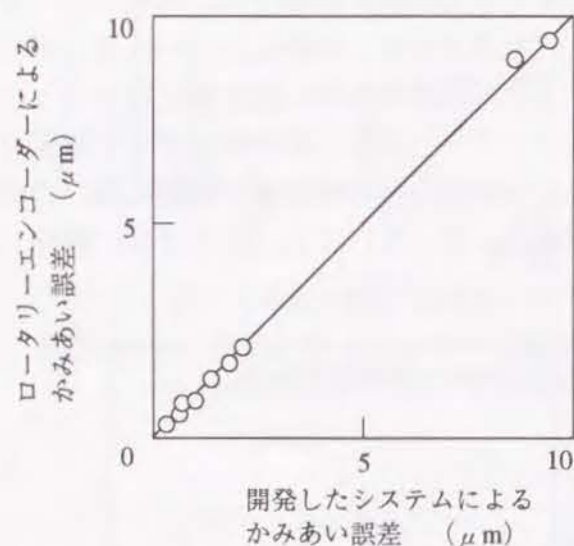


図3.3.11 開発したシステムによるかみあい誤差とロータリーエンコーダーによるかみあい誤差との対応

測方法の正しさを表すものと判断する事ができる。

外乱除去性能調査

先述の図3.3.1の装置において駆動側モーターに外乱としての回転むらを与えるための信号発信器を接続し、開発したかみあい誤差測定システムが、回転駆動系に侵入した外乱を、どのように除去出来るかを調査した。試験時の小歯車の回転速度と大歯車軸の負荷トルクは先の試験と同一で、それぞれ106rpmと15Nmである。またテスト歯車については、先の試験に用いたカッター精度を故意に悪化させて製作した歯車を用いた。外乱の回転むら周波数としては、12Hz, 23Hz, 25Hz, 35Hz, 43Hz, 60Hzの6条件で行った。このうち23Hzは、かみあい1次周波数と一致する値である。測定データとしては、かみあい誤差に加え、小歯車軸および大歯車軸の個々の速度むらを直接積分処理し各軸の回転むらを求めた。図3.3.12と図3.3.13に示す測定データにおいて、上段と中段はそれぞれ小歯車軸と大歯車軸の回転むらの周波数分析データであり、下段はかみあい誤差の周波数分析データである。図3.3.12(a)の外乱無しのデータを見ると、下段のかみあい誤差においては約8 μ mのかみあい周波数のピークと、かみあい4次と5次のピークが観察される。中段の大歯車軸回転むらについても、ピークの高さはやや小さいがかみあい誤差と良く似た結果が得られている。一方上段の小歯車軸回転むらではかみあい周波数と4次、5次周波数にピークはあるもののレベルは極く低いものである。つぎに、図(b)は12Hzの外乱を与えた場合のデータである。上段と中段の個々の歯車軸の回転むらのデータでは、12Hzにおいて10 μ m以上の大きなピークの存在が認められる。一方、下段のかみあい誤差のデータは図(a)の外乱無しのデータとほぼ同一であり、12Hzのピークは全く見られず外乱の影響が全く表れていないことが分かる。また、かみあい周波数と同一の23Hzの周波数の外乱を与えた場合のデータ図(c)においても、個々の歯車軸の回転むらにおけるかみあい周波数のピークの高さは外乱の影響を受けて10 μ m以上となっているが、かみあい誤差データにおけるかみあい周波数のピークのレベルは外乱無しの場合と同一であり、この場合にも外乱の影響は完全に除去されていることが分かる。図3.3.13における図(d)と図(e)の25Hzと35Hzの周波数の外乱を与えた場合も、かみあい誤差においては外乱の影響はほとんど認められない。一方、図(f)の43Hzの外乱を与えた場合のかみあい誤差データについては、かみあい周波数と4次、5次のピークは外乱無しの場合と同一であるが、外乱信号の周波数43Hzにおいて約2 μ mのピークが存在する。小歯車軸と大歯車軸の回転むらのデータにおける43Hzのピークを見ると、小歯車軸に比べ大歯車軸の方がやや大きくなっていることから、小歯車側に投入された回転むらが歯車側に伝達されたあと増幅されていることが分かる。

図3.3.14は、以上のテスト結果を整理して示したものである。横軸に外乱として与えた回転むらの周波数を取り、縦軸にはかみあい誤差および個々の歯車軸の回転むらの値を取っている。○印と◇印で表している小歯車軸と大歯車軸の投入した外乱の周波数における回転むらの値は、入力した信号のエネルギーが一定であることから、

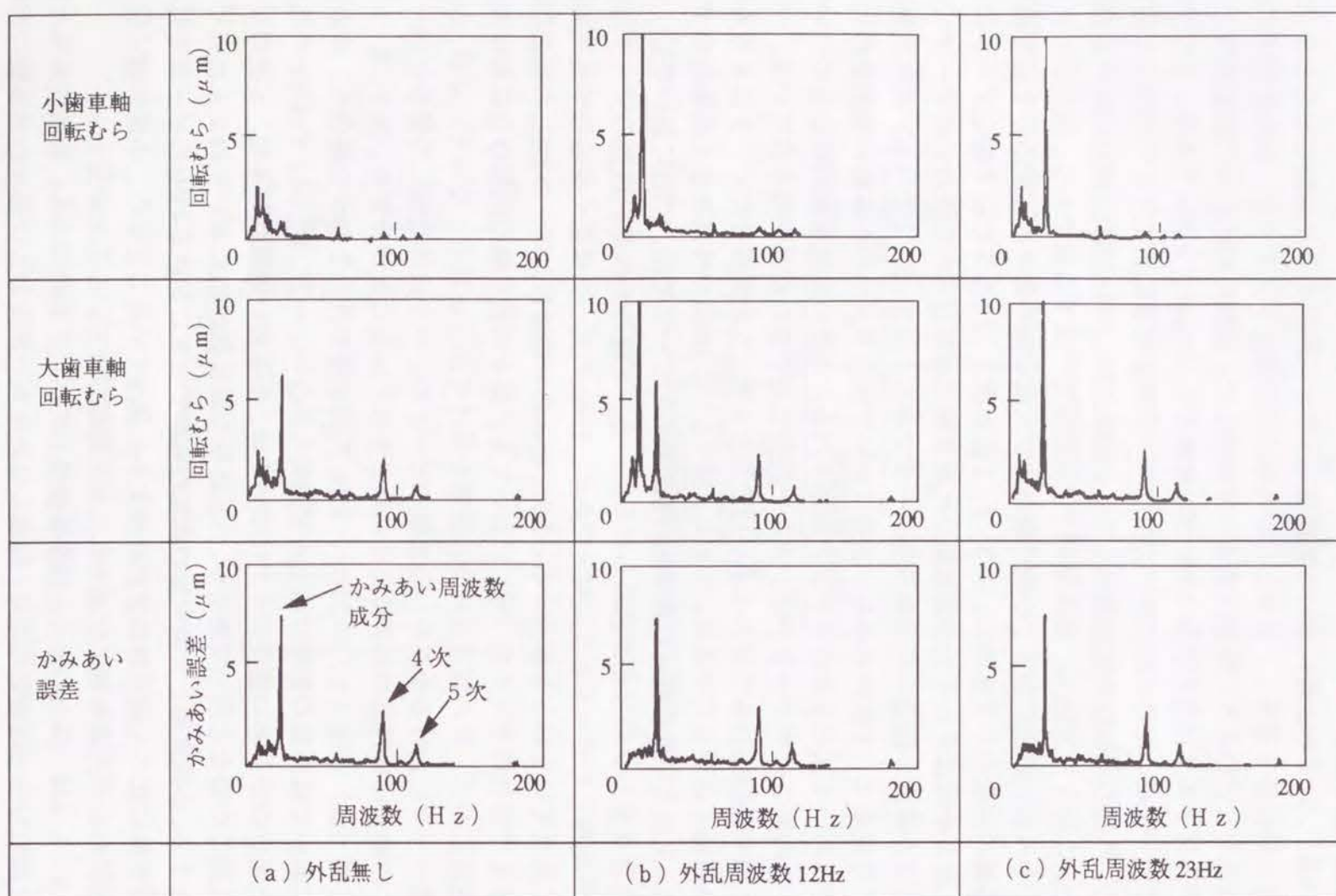


図 3.3.1 2 開発したかみあい誤差測定システムの外乱除去性能調査結果 (1)

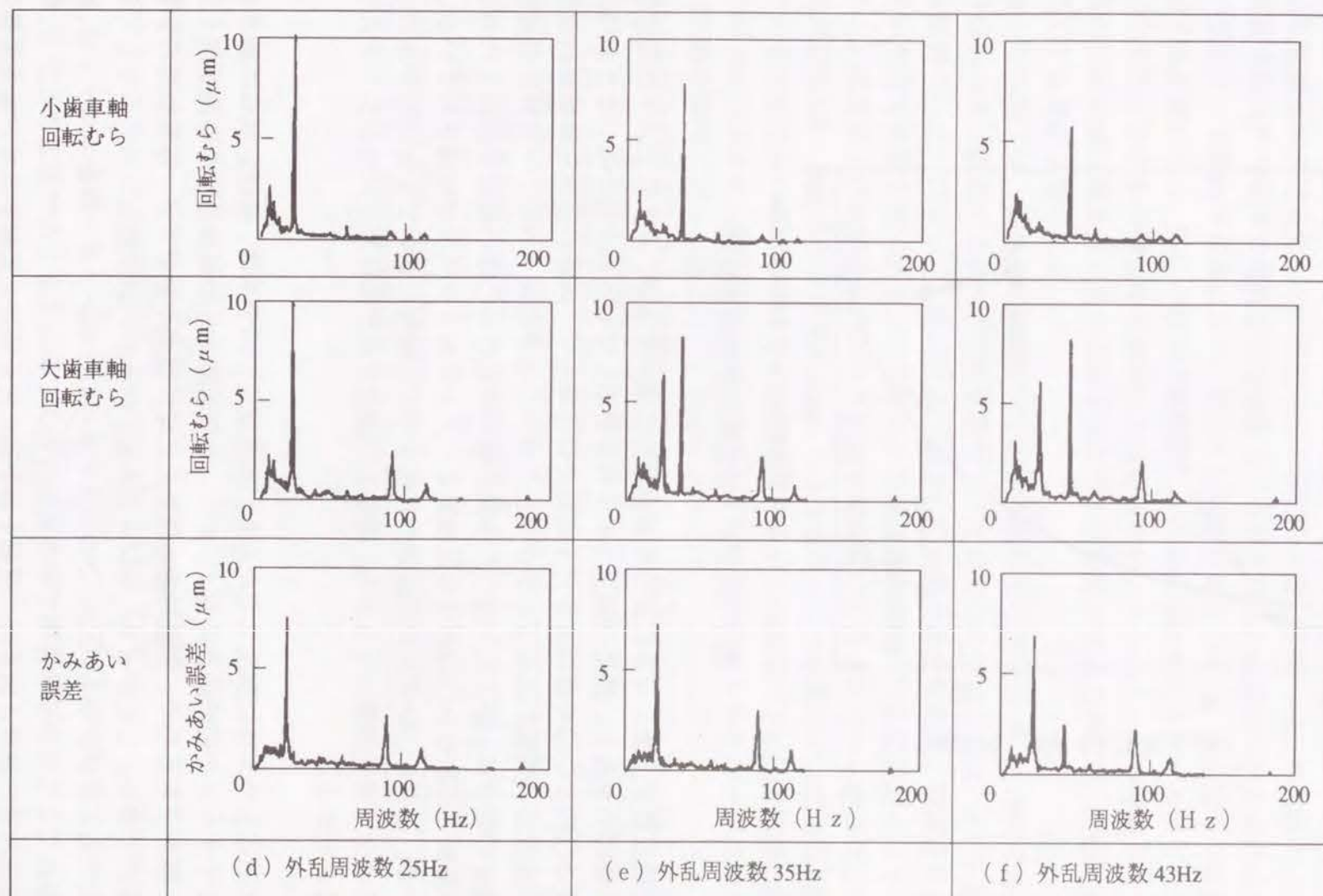


図 3.3.1 3 開発したかみあい誤差測定システムの外乱除去性能調査結果 (2)

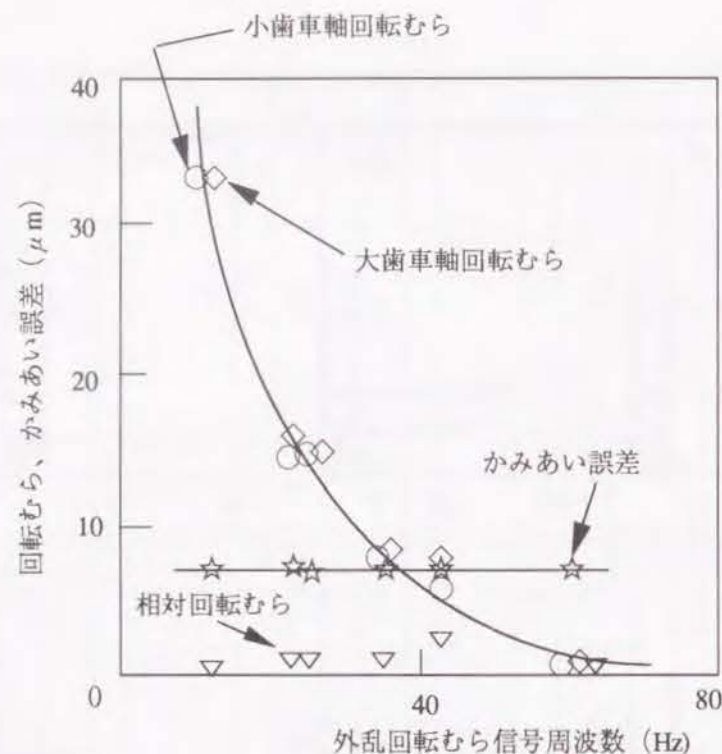


図3.3.14 外乱除去性能調査結果

外乱信号周波数が大きくなるに従って双曲線的に減少するが、43Hz以下の周波数領域では☆印のかみあい誤差の値以上のレベルを有している事が分かる。また各周波数における○印と◇印の値は43Hz以外ではほぼ等しく、両者の差から算出されるかみあい誤差波形に外乱によるピークが発生しないことが理解される。一方外乱周波数が43Hzの場合は、外乱を入力した小歯車軸の回転むら○印の値は双曲線上にあるが、大歯車軸の回転むら◇印の値は双曲線より上方にありレベルが増幅されていることが分かる。しかし、いずれの周波数の外乱を与えた場合においても☆印のかみあい誤差の値は全く変化が無いことから、開発した測定システムは外乱に強いシステムであることが分かる。

以上に記述したように開発したかみあい誤差測定システムは、被測定歯車の動きを正確に表すチャック部の動きを捉え、かつ二つの計測信号の減算処理を時間差無く正確に行う事ができるので、測定対象の運動を正確に捉える事ができ、外乱振動の影響を防ぐ事ができる。したがって、本システムは、かみあい誤差測定システムとして適した手法である事が分かる。なお、このシステムにおけるレーザー測定ユニットは、約100mm離れたところから非接触で物体表面の動きを検出するものであることから、例えば変速機内部における歯車対の運動を歯車箱に穴を明けて実施するなど歯車装置の評価・解析に広範囲に活用できるものである。

3.3.3 動力駆動系の開発

前項の研究で開発したかみあい誤差測定システムは外乱に強い優れたものであるが、回転駆動系における何らかの原因による回転むらが、前項の43Hzの外乱のように大小両歯車軸の片方のみで増幅または減衰される場合には、測定システムはそれをかみあい誤差として検出する事になる。従って回転駆動系としては、極力滑らかな回転を実現する必要があり、特にかみあい周波数とその高次周波数に合致するような回転むら発生要因は駆動系の構成から排除せねばならない。さらに今一つの考慮として、駆動系の回転が測定機各部の共振現象を惹起する事を防止するためには、回転速度を極力低くする事が重要である。

従って本項では、滑らかに準静的に回転する駆動系の開発について研究する。負荷かみあい誤差テストの回転駆動系として開発した構成を図3.3.15に示す。駆動側モーターによって、減速歯車列を介して小歯車軸を駆動し、被測定歯車のかみあいを経て大歯車軸に伝達されたトルクを増速歯車列を介して従動側モーターで吸収する。減速および増速歯車列のうち被測定歯車軸に結合されている歯車は、小歯車側が歯数141、大歯車側が歯数228と大きな歯数のものを用いた。これは、試験に供される自動車用ハイポイドギヤの歯数の最大値が小歯車側で15、大歯車側で50程度と予測される事から、歯車騒音が通常問題となる可能性のあるかみあい周波数と2次の周波数の領域に対し、測定機側の歯車のかみあい周波数が重ならないよう配慮したものである。なお、歯車列の歯車としては歯面を研削仕上げした高精度のものを用いている。駆動および動力吸収用モーターとしては、表3.3.2に仕様を示すダイレクトドライブ方式のものを用いた。このモーターは、最大トルクが200Nmと大きい外径は220mmとコンパクトであり、測定機を構成する上で都合

表3.3.2 モーターの主要諸元

項目	諸元
方式	ダイレクトドライブ
最大トルク (Nm)	200
ステータ突極数	24
コア歯数	200
エンコーダスリット数	500

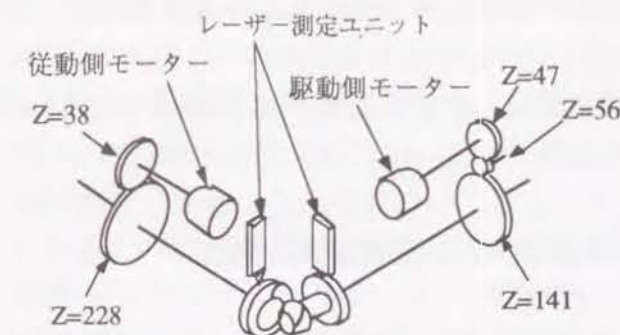


図3.3.15 負荷かみあい誤差テストの駆動系

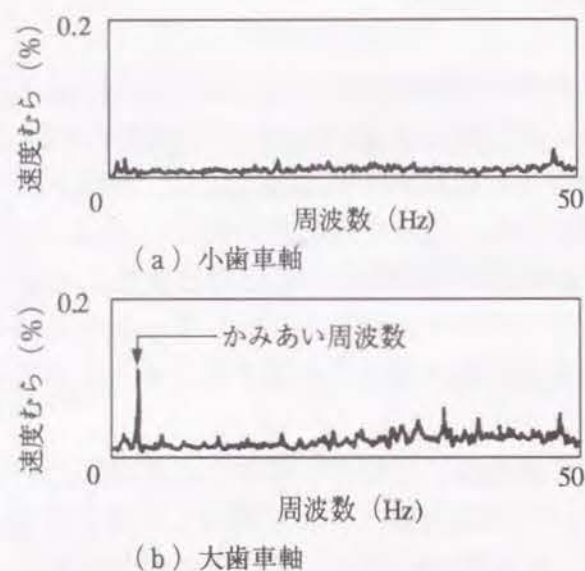


図 3.3.16 大小両歯車軸の速度むら

である。また回転速度についても、1 rpm から 72rpm の極めて低速における回転が可能であることから、準静的な回転を目指す負荷かみあい誤差テスター用として最適のものである。また、モーターの回転時に、ステーター突角数 (24) やコア歯数 (200)、エンコーダスリット数 (500) によって生じる周波数は、試験歯車のかみあい周波数に比べ格段に高い値となることから、仮にそれらが原因となる回転むらが生じたとしてもかみあい誤差測定に誤差を引き起こす可能性は排除されている。

開発した回転駆動系の回転精度を調査するために前項の研究で開発したかみあい誤差測定システムを利用し、大小両歯車軸の回転むらを測定した。レーザー測定センサーは図 3.3.15 に示すように大小両歯車のチャック外周部に向けて設置した。小歯車軸を 15rpm で回転したときの測定結果の一例を図 3.3.16 に示す。図 (a) の小歯車軸については、0 から 50Hz まで目立ったピークは無く非常に滑らかに回転している事が分かる。図 (b) の大歯車軸については、かみあい周波数の所に大きなピークがあり、被測定歯車対のかみあい誤差がほとんど大歯車軸側に現れている事が分かる。かみあい周波数以外の速度むらのレベルは小歯車側に比べやや高いがこれも被測定歯車のかみあい誤差に起因していると考えられるものであり、問題になるレベルではない。以上のように、開発した回転駆動系は目標通りの滑らかな回転を実現するものである事が分かった。

3.3.4 試験歯車対の支持構造の開発

負荷かみあい誤差テスターでは、負荷トルクによって被測定歯車の歯面に大きな反力が発生する。この反力により歯車対に相対的な位置の変化が生じるとかみあい誤差が変化する事から、精度の良い測定機とするためには歯車対を剛に支持する構造を開

発する必要がある。

歯車対の支持剛性に大きく寄与するものとして被測定歯車を回転させる軸回りの構造が重要である。本研究において開発した構造を図 3.3.17 に示す。軸受としては、軸の先端側に複列の円筒コロ軸受を置き、後端側に背面合わせのアンギュラー玉軸受を置いた。これらの軸受としては、外径寸法が 280mm と大きく、ころおよび玉の数を最大限に多くし剛性を高めたものを用いた。外輪、内輪、ころ外径部はいずれも締め込みとし、玉軸受は軸方向に予圧を掛けて組み込んだ。被測定歯車を把持する構造としてはコレットチャックを用いた。小歯車側を例にとって説明する。コレットは、外径円錐部が回転軸の内径円錐部に嵌合され、引き込み棒によって引き込まれることにより、内径に嵌合された割カラーを介して小歯車軸を締め付ける。引き込み棒を油圧力により $2 \times 10^5 \text{ N}$ で引き込むことにより、大トルクに耐える把持を実現した。大歯車についても円錐部の位置が異なるだけで同様の構造である。軸の寸法・形状が異なる歯車を測定する場合、小歯車側の割カラーと小歯車軸カバーおよび大歯車側の割カラーを交換するだけでよく、多種類の歯車の測定を能率良く行うことができる。

つぎに、回転軸を保持する構造体の剛性が重要であり、高剛性を得るために導入した項目を図 3.3.18 に示す。基礎となるベッドは、内部に井桁状にリブを配置すると共に壁面の肉厚を大きくとった。小歯車コラムは、U 字形の正面形状と T 字形の平面形状のコラム本体の上に T 字形の上部蓋を結合することによって高い剛性を確保した。なおコラムは小歯車の組み付け位置を設定するためにベッド上を小歯車軸方向に移動できる構造としているが、測定時は油圧式の強力なクランプユニットによってベッドに強固に固定する構造とした。コラム上に搭載される小歯車回転軸を組み込んだ小歯車ヘッドは、軸方向の 2 個のクランプユニットとそれに直角方向の 4 個のクランプユニットによってコラムに強固に固定される構造とした。大歯車回転軸を組み込んだ大歯車ヘッドと、その下の大歯車旋回台については、高さを低く幅を広くし、小歯車から受ける反力のベクトルがヘッドと旋回台および旋回台とベッドの各接触面内に入るよう構成した。また、ヘッドと旋回台についても、測定時はクランプユニットを用いて固定する構造とした。

図 3.3.19 は、上記の構造を組み込んで製作した負荷かみあい誤差テスターにおいて、被測定歯車対をかみあわせ小歯車側に 300Nm のトルクを掛けた場合の被測定歯車対の相対変位を調査した結果である。直交する三方向 (上下方向 = オフセット方向、前後方向 = 小歯車軸方向、左右方向 = 大歯車軸方向) の大小両歯車の相対変位量を、大歯車凸側歯面負荷時と凹側歯面負荷時の 2 条件について示している。また比較のために、同じ諸元の歯車対を自動車の最終減速装置に組み込んで同一の負荷を掛けた時の相対変位量を測定した結果を図中に示す。負荷かみあい誤差テスターにおける変位量は、最終減速装置における変位量と対比して、いずれの方向についても小さく、満足すべき結果が得られている。自動車において歯車騒音が問題となる際の負荷トルクは、通常 100Nm 以下であることが多く、その際の相対変位量は更に小さなものとなり、経験

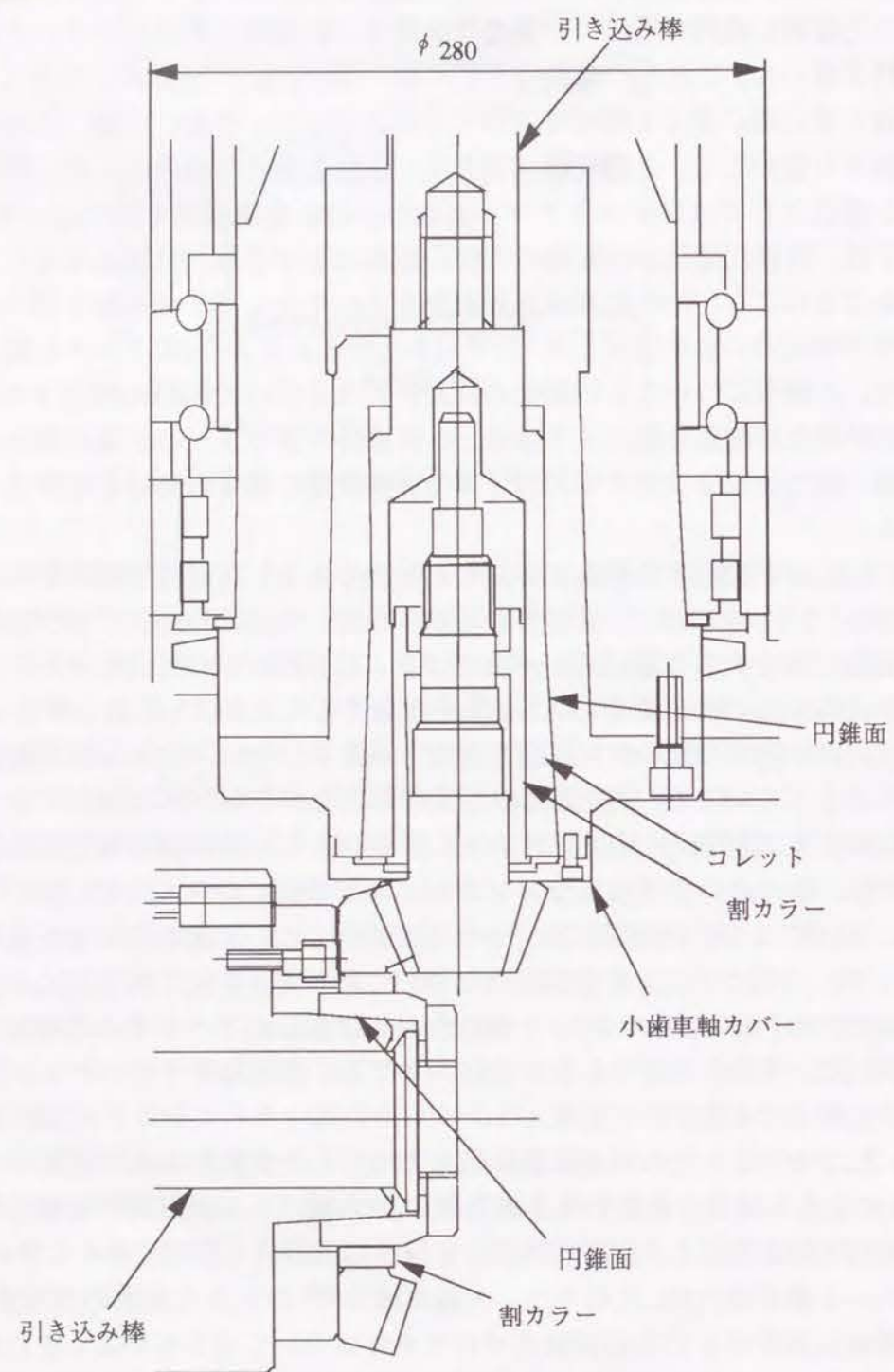


図 3.3.17 負荷かみあい誤差テストの被測定歯車回転軸の構造

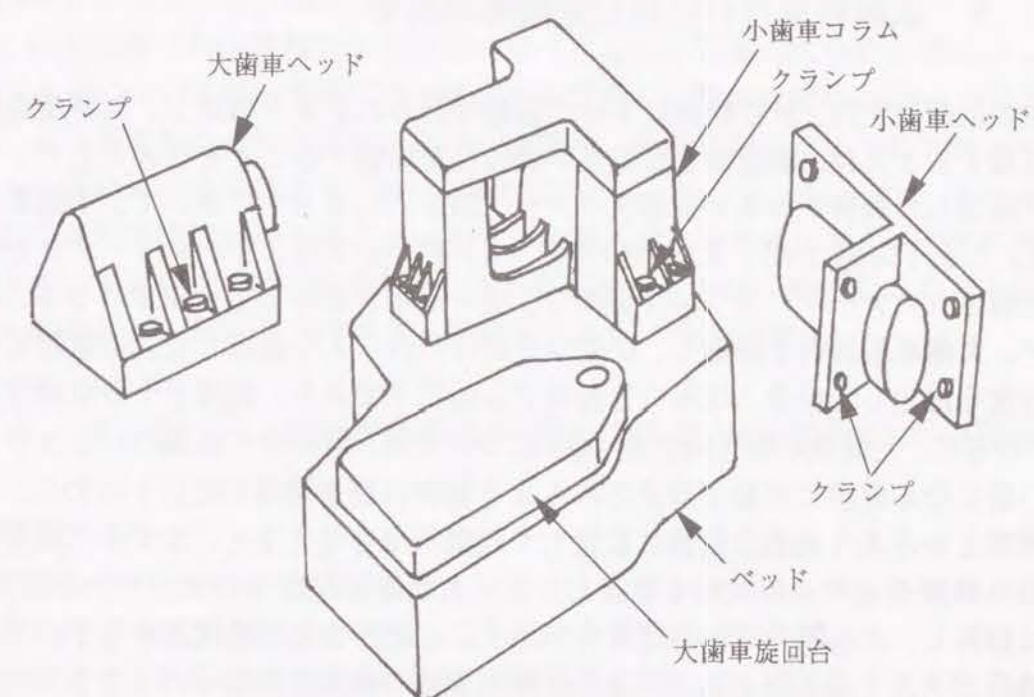


図 3.3.18 負荷かみあい誤差テストの主要構造部の形状

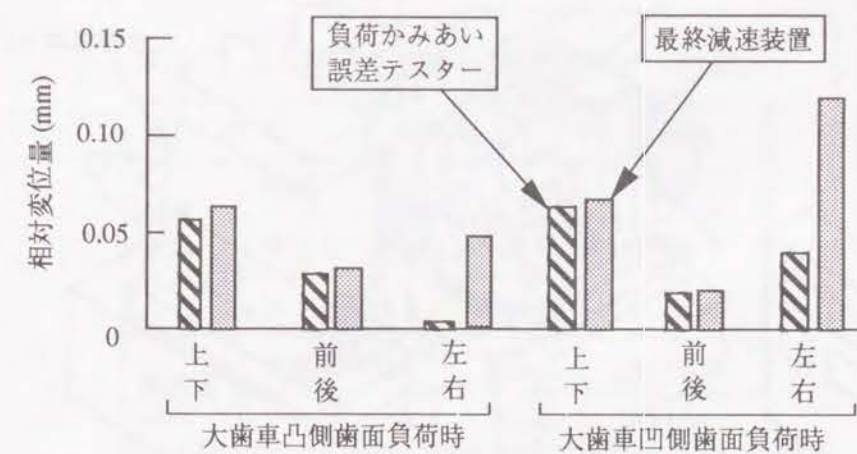


図 3.3.19 負荷かみあい誤差テストの被測定歯車支持剛性 (負荷トルク 300Nm時)

的に無視し得るレベルである。

3. 3. 5 試験歯車対の位置設定機構の開発

歯車対の位置設定は、NC制御によって自動で行われるよう構成し、高精度の位置設定を実現すると共に、測定機として良い操作性を実現することを目標とした。本節の研究で開発した負荷かみあい誤差テスター（図3.3.20）において、小歯車の軸方向（H）と上下方向（V）、大歯車の角度（ Σ ）については、サーボモーターが制御装置に記憶されたデータに基づいて回転し、ボールネジを介して小歯車コラム、小歯車ヘッド、大歯車旋回台を移動し、位置設定が行われるよう構成した。位置設定の繰り返し精度を測定した結果、ばらつき幅は $7\mu\text{m}$ 以下であり、実用上十分な精度が得られた。つぎに、大歯車の軸方向位置（G）については、歯車対の歯面のバックラッシュが所定の値になる位置に自動で設定されるよう制御回路を構成した。すなわち、大歯車を小歯車とかみあう適当な位置に設置して起動指令を与えると、まずその状態において小歯車軸側モーターの回転を固定し、次に大歯車軸回転用のモーターを正方向、逆方向に回転し、その間の回転角度量を検出する。計測された角度量から予め計測済みの駆動系ガタ量を差し引くことにより試験歯車対の歯面におけるバックラッシュを算出する。このようにして求められたバックラッシュ量と目標バックラッシュ値との差が許容値（ $10\mu\text{m}$ に設定）以下かどうかを判定し、差が許容値を越えた場合は、差の値を予め算出した大歯車軸方向位置移動量とバックラッシュ変化量の比（約0.70）で割って

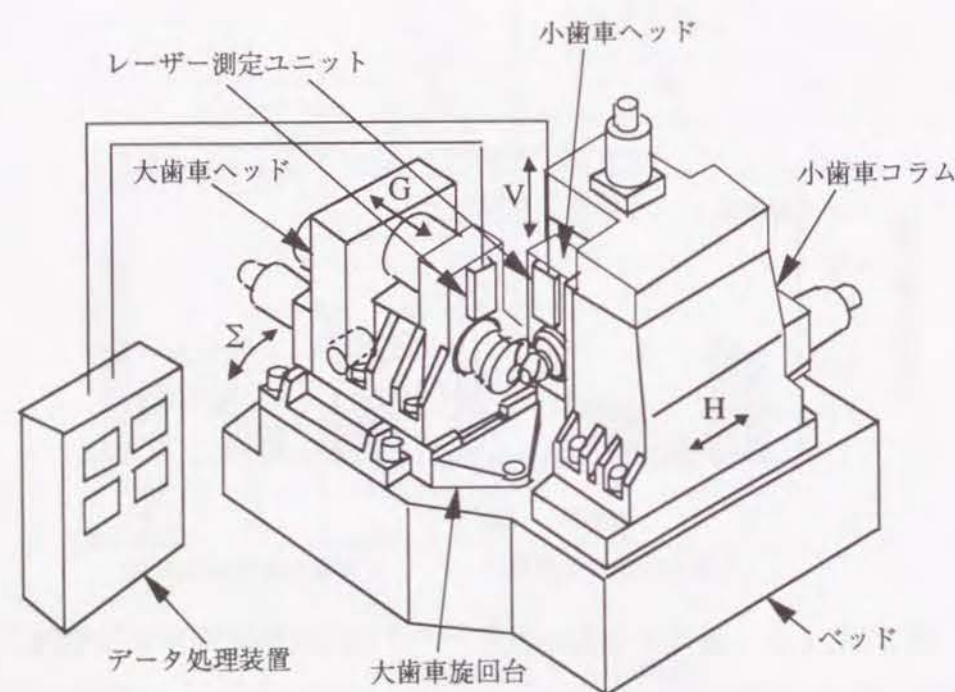


図3.3.20 負荷かみあい誤差テスターの外観

大歯車位置修正量を求める。大歯車の位置を、修正量だけ移動させた所で再度バックラッシュ量を検出し目標値と対比する。この手順を繰り返すことにより、バックラッシュ値を目標値に対し $10\mu\text{m}$ 以下の誤差量に設定する。

なお、以上に述べた位置設定を精度良く行うために、重量の大きい小歯車コラムと大歯車ヘッドについては、下面にコロ軸受を設置し、位置設定時は軽い力でスムーズに動くよう構成した。位置設定が完了した後は、前項で述べたようにクランプユニットにより締め付ける事により、コロが弾性変形して、コラム、ヘッドは、それぞれベッドおよび大歯車旋回台の上面にしっかりと密着し固定される。また、上下に移動する小歯車ヘッドについては、滑車を介して小歯車コラムの中に収納した重りとバランスを取る構造とし、軽い力で精度良く移動するように構成した。

3. 3. 6 開発した負荷かみあい誤差テスターの概要と測定精度の実験的把握

以上の各項で記述した技術を織り込んで製作した負荷かみあい誤差テスターの外観を図3.3.20に、主要諸元を表3.3.3に示す。レーザー測定ユニットは、被測定歯車を把持する回転軸の先端部に設置されている。機械本体部のサイズは、被測定歯車の支持剛性を確保するために、横幅、奥行き、高さとも約2000mmの大きさとなっている。被測定歯車対は機械の前面から取り付け取り外しを容易に行うことができる。測定可能な歯車のサイズは、大歯車外径については150～300mm、オフセットについては-50～50mm、軸角については88～92deg.であり、自動車の最終減速装置用歯車については殆ど測定することができる。測定時の負荷トルクの容量は小歯車側で30～300Nmであり、自動車で歯車騒音が問題となる負荷条件については十分にカバーでき

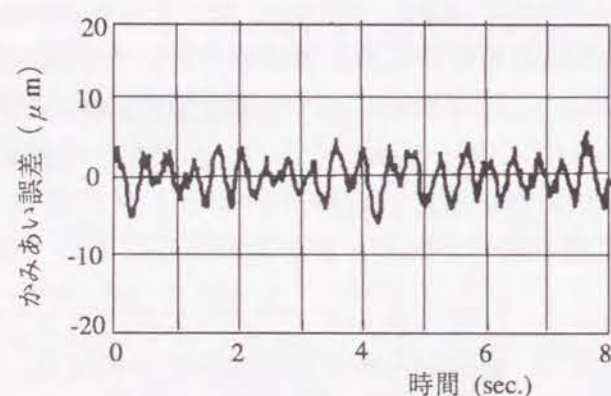
表3.3.3 負荷かみあい誤差テスターの諸元

項 目		諸元値
機械 本体 サイズ	横幅 (mm)	2300
	奥行き (mm)	2050
	高さ (mm)	2326
被測定 歯車 サイズ	大歯車外径 (mm)	150～300
	オフセット量 (mm)	-50～50
	軸角 (deg.)	88～92
測定 条件	小歯車軸負荷 (Nm)	30～300
	小歯車軸回転速度 (rpm)	20以下

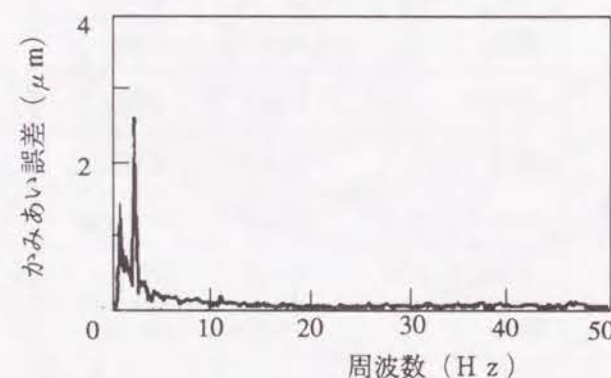
る。小歯車軸の回転速度は20rpmから1rpmまで可能である。

自動車用ハイポイドギヤを測定して得たかみあい誤差の一例を図3.3.2 1に示す。図(a)の時間軸波形においては、8秒間に20個のうねりが観察される。測定時の小歯車回転速度15rpmと測定に用いた小歯車の歯数10から、かみあい周波数は2.5Hzで8秒間のかみあい歯数は20となり、図のうねりの数と一致する。なお1ピッチのうねりの形状は、個々に相当に異なっており、高さのばらつき、ピーク位置のばらつきが観察される。このばらつきは、主に歯切り後の焼き入れ工程における歪によって生じた歯面形状のばらつきやピッチ誤差によるものと考えられる。一方、図(b)はかみあい誤差波形を周波数分析したデータである。かみあい周波数2.5Hzにおけるピークの大きさは約 $3.6\mu\text{m}$ であり、時間軸波形におけるうねりの平均的な高さ約 $5\mu\text{m}$ に比べて小さくなっている。この原因は、時間軸波形におけるうねり形状のばらつきによって、かみあい周波数に揺らぎが生じているためと考えられる。これは図(b)におけるピークが単一周波数のものでなく、最高値を示す周波数に隣接した周波数に相当のレベルの値が観察されることから裏付けられる。なお、同一条件で測定を繰り返し、測定データの再現性を調査した結果、ピーク値の標準偏差は $0.12\mu\text{m}$ であった。測定値に比べて十分小さく満足できる値である。

つぎに、自動車用ハイポイドギヤ(諸元は、表3.3.4参照)の量産工程から任意



(a) 時間軸波形



(b) 周波数分析データ

図3.3.2 1 かみあい誤差出力例

に抽出した7組の試験歯車対について、まず本テスターを用いて、6水準の負荷条件でかみあい誤差を測定した後、試験歯車対を7台の自動車用最終減速装置に組み込み、同じ6水準の負荷条件で振動レベルを測定した。最終減速装置の振動レベル測定装置は、3.1節の図3.1.5で示したものであり、歯車箱先端上部に取り付けた加速度センサーの出力を取っている。測定データ例(図3.3.2 2)に示すように、小歯車軸の回転速度を1000rpmから4000rpmまで徐変し、その間、トラッキ

ングフィルターによってかみあい周波数の成分のみを連続的に抽出して記録した。縦軸の振動レベルについては1Gを60dBとしてデシベル表示している。図より、1050rpmと2100rpmにおいて小さなピークが見られ、更に3300rpmにおいて約64dBの大きなピークが存在する。このような振動波形の特徴は最終減速装置とそれを取り付けているテスターの構成要素の共振現象によって決まっているものであり、一般に試験歯車対に関わらず共通して現れるものであることから、3300rpmのピークの値を最終減速装置の振動レベルとして定義する事にした。なお、この後に示すかみあい誤差との対比に当たっては、かみあい誤差と同じリニアスケールで表すことが望ましいので、振動レベルを重力加速度の単位に換算したものを用いることにした。

図3.3.2 3は、7組の試験歯車対の6水準の負荷条件における測定データをすべて込みにして、歯車対のかみあい誤差と最終減速装置の振動レベルの対応を描いたものである。全体的には両者に直線的な比例関係があることが観察され、相関係数は0.7である。同一レベルのかみあい誤差に対し約2Gの振動レベルのばらつき幅があるが、これには最終減速装置における歯車以外の構成部品の精度と組み付け精度のばらつき

表3.3.4 試験歯車の主要諸元

	小歯車	大歯車
歯 数	10	41
外 径 (mm)	89	242
モジュール (mm)	5.885	
歯 幅 (mm)	39.2	32
ねじれ角 (deg.)	52.3	35.6
圧力角 (deg.)	21.6 / 23.4	
オフセット (mm)	25.4	
歯 切 り 法	ヘリックスフォーム	

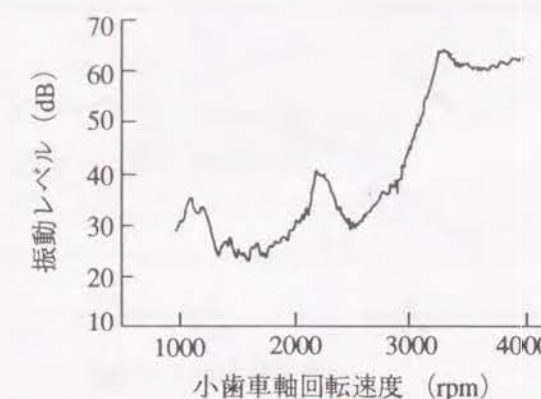


図3.3.2 2 最終減速装置振動レベル測定データ例

が主に原因していると考えられる。

以上のように、本テスターによって測定されるかみあい誤差は、実際に歯車騒音が問題となる負荷条件下の振動レベルの起振源と見なし得るものであることが分かった。

試験歯車対のうち負荷トルクとかみあい誤差の関係に大きな差異が見られた2組の試験歯車対については、図3.3.24において見られるように、A歯車対のかみあい誤差は、低負荷域で小さいが高負荷域において増大し、B歯車対のかみあい誤差は、軽負荷域で大きく負荷の増大に伴って徐々に減少する。両歯車対の歯面形状を第2章の研究で開発した歯筋、歯形測定機を用いて測定した結果、図3.3.25に示すように歯筋のクラウニング量に顕著な差が見られる。歯筋のクラウニング量が小さいA歯車対において、軽負荷時のかみあい誤差が小さい事は、容易に理解できる。歯筋のクラ

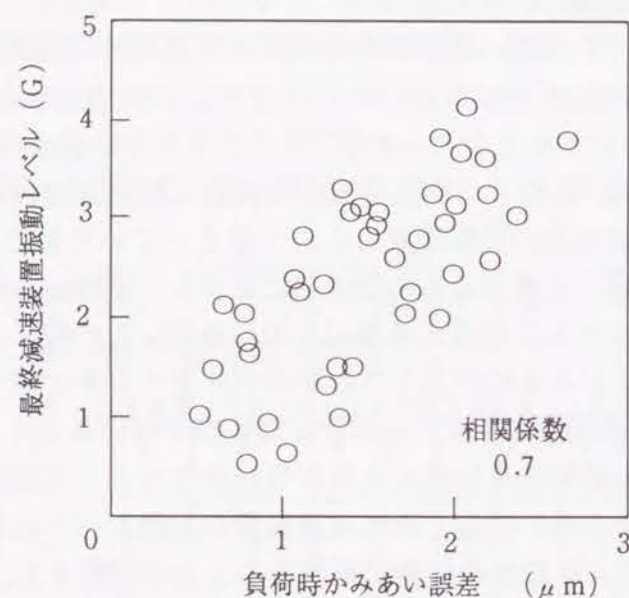


図3.3.23 負荷時かみあい誤差と最終減速装置の振動レベルとの対応

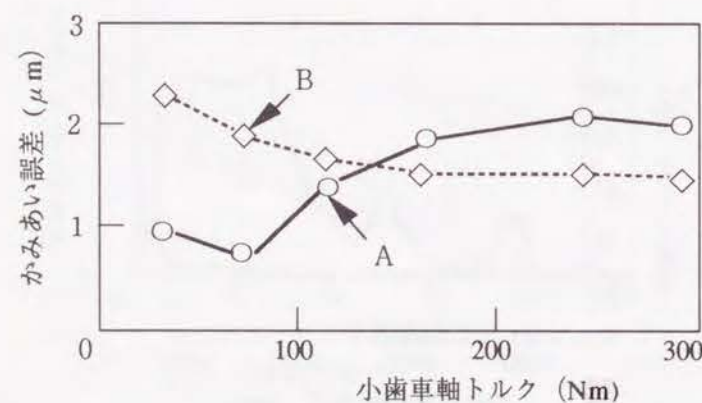


図3.3.24 かみあい誤差の負荷特性 調査事例

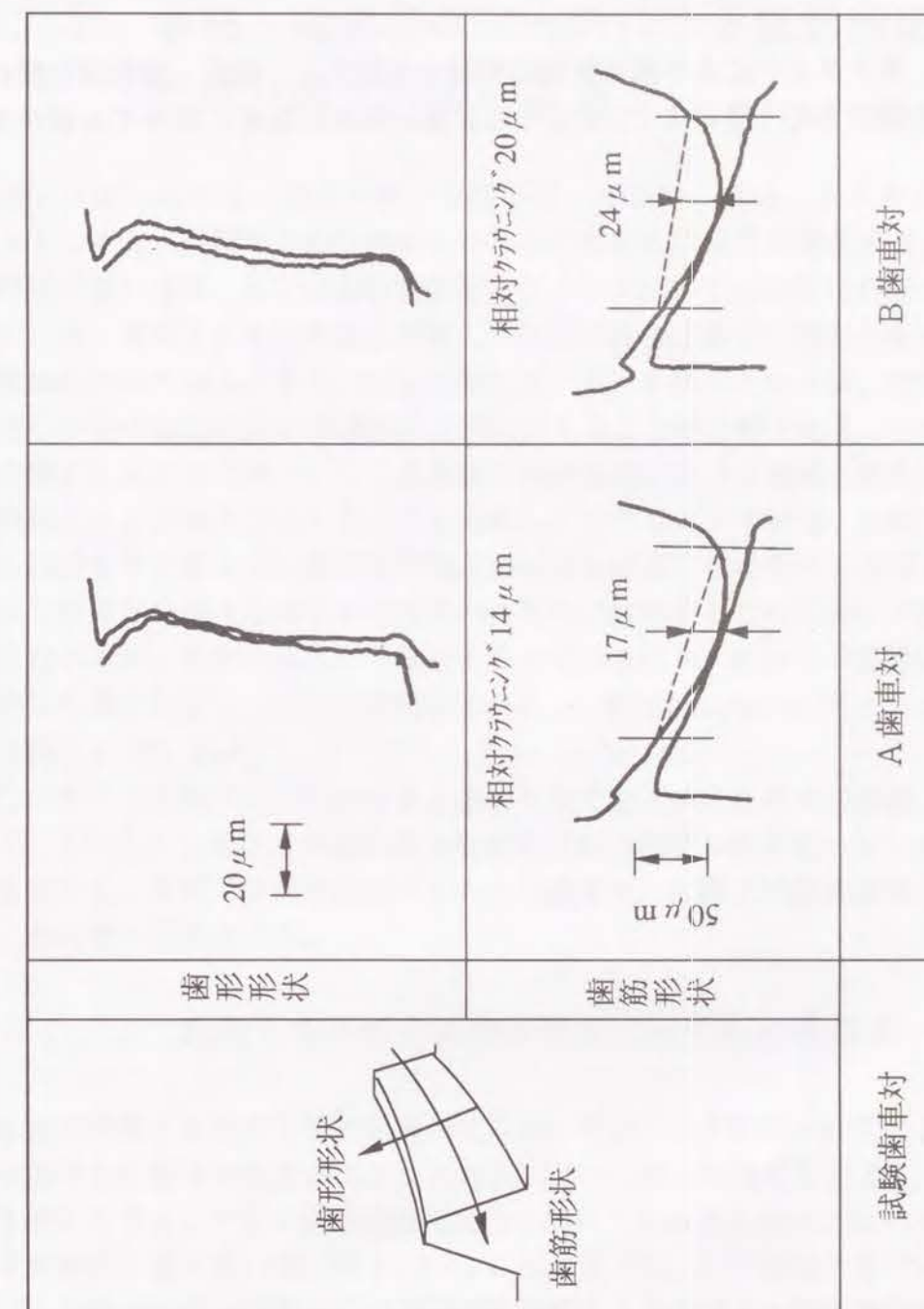


図3.3.25 試験歯車対の歯面形状比較調査

ウニング量の大きいB歯車対において、高負荷域のかみあい誤差が減少傾向を示す事は、高負荷による組付け位置変化に対しても歯当たり移動が少ないことに由来するものと考えられる。なお、両歯車の製造の履歴を調べた所、小歯車の歯切りラインが異なっており、ライン毎の歯切り精度差が、上記のクラウニング量の差を引き起こしている事を確認した。

このように、本テスターにより歯車性能の問題点を検出し、歯筋、歯形測定機により形状精度的な解析を行う事により、安定した品質の歯車の生産に寄与する事ができる。

第4章 新技術の工業的有用性の検討

4. 1 歯筋・歯形状データによる成形歯切り盤 段取り修正技術の開発

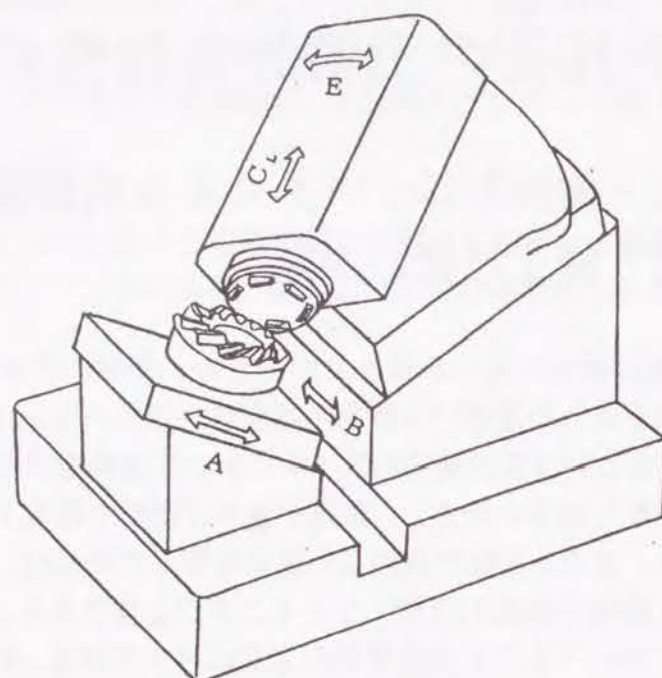
歯切り盤は機械毎に固有の狂いを持っているため、機械の段取り目盛りを正確にセットしても、歯切りされた歯車には特有の歯面形状誤差が発生する。従って歯面形状精度の良い歯車、あるいは複数歯切りラインにおいて歯面形状の揃った歯車を得るためには、歯切りされた歯車を検査し、誤差があれば歯切り段取りを修正することが一般に行われている。また、回転性能の良い歯車を得るためには、理論的な歯面形状に対し一定の偏差を歯切り段階の歯形に与えることが必要である。すなわち、歯切り後の焼き入れ工程において生じる歯面形状の変形に対する補償、歯車対の組み付け位置誤差による局部当たりを防止するためのクラウニングの付与、負荷による各部のたわみに対する考慮など、歯面形状偏差の付与を必要とする多くの要因がある。

以上のような様々な歯面形状修整の必要性に対処するために歯切り盤の段取り修正が行われるが、従来の歯当たり観察手法を用いる限り、技能者の経験に基づく試行錯誤的な作業に留まり、多大の時間を要する上に精度的に極めて不十分なものとなることは言うまでもない。

そこで本節と次節では、対象とする歯切り盤で加工された歯車の歯筋、歯形状を測定し、目標とする形状との差異量から歯切り盤の段取り修正値を算出する手法について研究する。本節では成形歯切りされる大歯車を、次節では創成歯切りされる小歯車を、それぞれ対象とする。

4. 1. 1 段取り修正の歯面形状精度に対する影響調査

本節で提案する段取り修正値算出法においては、まず段取り修正による歯面形状精度の変化を把握する必要がある。テストに用いた歯車の諸元を表4.1.1に示す。歯切り盤としては、グリーソン社の代表的な機種である#605ユニバーサルハイポイドギヤ歯切り盤を用いた。図4.1.1に示すように、この歯切り盤では、第2章の図2.2.2で示した大歯車の歯切り状態を実現するために、4箇所 of 段取り部位が存在する。その中で、AのワークヘッドとBのカッターヘッド横位置、Eのカッターヘッド傾斜角は、カッターとワークの位置関係を定めるものであり、C_Lのカッター送り用カムレバーは、カッターの回転角に対する軸方向の送り量を定めるものである。まず各段取りを表4.1.2に示す正規の値にセットして歯切りを行い、つぎに、A、B、



A：ワークヘッド段取り
B：カッターヘッド横位置段取り
E：カッターヘッド傾斜角段取り
C_L：カッター送り用カムレバー段取り

図4.1.1 大歯車歯切り盤の外観と段取り位置
(グリーソン社#605歯切り盤)

表4.1.1 試験歯車の主要諸元

	小歯車	大歯車
歯 数	10	41
外 径 (mm)	83.6	205
モジュール (mm)	5	
歯 幅 (mm)	38	32
ねじれ角 (deg.)	50	30
圧力角 (deg.)	16/22	
オフセット (mm)	31.75	
歯切り法	ヘリックスフォーム	

表4.1.2 大歯車歯切り盤の
正規段取り

段取り部位	数値 (mm)
A	122.198
B	360.633
E	210.793
C _L	67.2

E, C_Lの各段取り部位を各々単独に複数の水準に修正して、その都度歯切りを行った。段取り部位A, B, Eについての修正量は、正規値に対し+0.4 mm, +0.2 mm, -0.2 mm, -0.4 mmの4水準であり、段取りC_Lについては、+4 mm, +2 mm, -2 mm, -4 mmの4水準である。なお、これらの水準の幅は、現実の可能性のある修正範囲をカバーできるように選んでいる。

正規段取り条件で歯切りした歯車の歯面形状測定データの代表例を図4.1.2に示す。凸側歯面と凹側歯面の各々について、内端側、中央部、外端側の3箇所の歯形形状と、歯丈中央部の歯筋形状を測定している。歯形形状については、凸側歯面、凹側歯面とも誤差量は小さく、特に精度管理範囲内では歯形誤差曲線がほぼ直線である。精度管理範囲内の歯形誤差曲線から圧力角誤差を算出した値が、中央部歯形について図中に表示されているが、凸側歯面では-0.8min.、凹側歯面では2.7min.である。このデータを歯溝の形状という観点で見ると、両歯面の中心線が1.8min.だけ凹側歯面側に傾き、1.9min.だけ先開き形状であることが分かる。歯筋形状についても、精度管理範囲内の誤差曲線の形状はほぼ直線的であり、凸側歯面で3.7min.、凹側歯面で3.1min.とほぼ同じ大きさのねじれ角誤差があることが分かる。

歯切り盤のある特定の一つの段取りを変更し、他の段取りは表4.1.2の正規値に保って歯切りした歯車についても、同様に歯筋、歯形形状を測定した。その結果、歯幅方向の3箇所の歯形形状は、段取り変更によってほぼ同一の変化をする事が確認されたので、以下では中央部の歯形形状のみを取り上げることにした。

歯切り盤のワークヘッド位置の段取りAを変更して製作した歯車の歯面形状データを図4.1.3に示す。歯筋、歯形形状とも誤差曲線は直線形状に維持されている中で、凸側歯面の歯形はAの変更値がマイナス側になるに従って圧力角がマイナス傾向になっているが、凹側歯面は逆にプラス傾向を示している。歯筋形状については、凸側歯面、凹側歯面ともねじれ角が同方向に変化している。図4.1.4、図4.1.5、図4.1.6は、それぞれ段取りB, 段取りE, 段取りC_Lを変更して歯切りした歯車の歯面形状データの代表例を示す。ただし、これらの段取り項目の変更によって得られ

た歯面形状の変化量は、段取り変更量に対し比例的であるので、両端側の条件のデータのみを示している。図4.1.4のカッターヘッド横方向位置Bの変更では、歯形の変化は小さく、歯筋のねじれ角の変化が顕著である。図4.1.5のカッターヘッドの傾きEの変更では、圧力角、ねじれ角双方の変化が見られる。図4.1.6のカムレバー位置CLの変更では、歯筋において凸側歯面と凹側歯面のねじれ角の変化の傾向が逆であり、歯筋線図にテーパ傾向が認められる。一方、圧力角の変化は微小である。

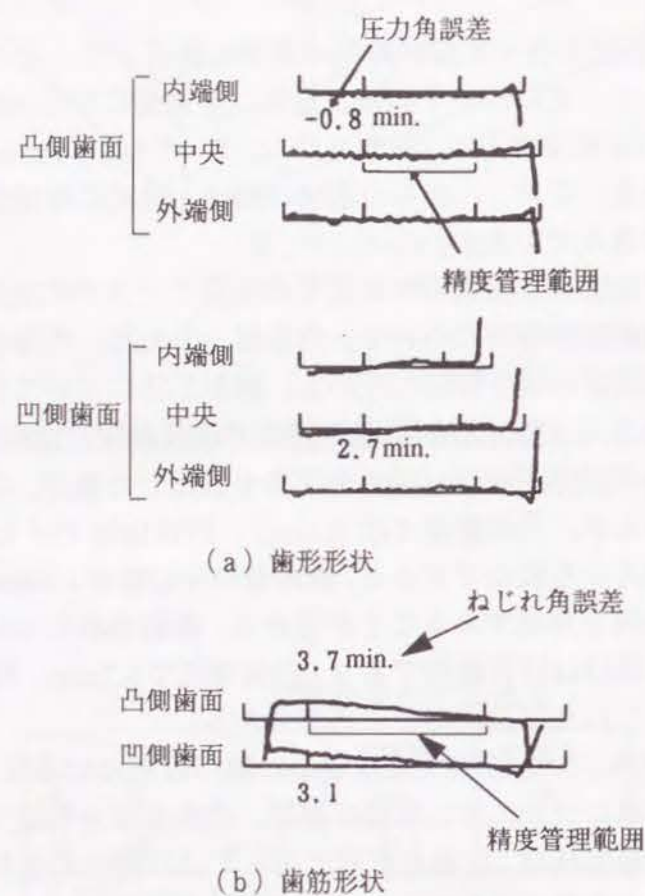


図4.1.2 正規段取りで歯切りした大歯車の歯面形状

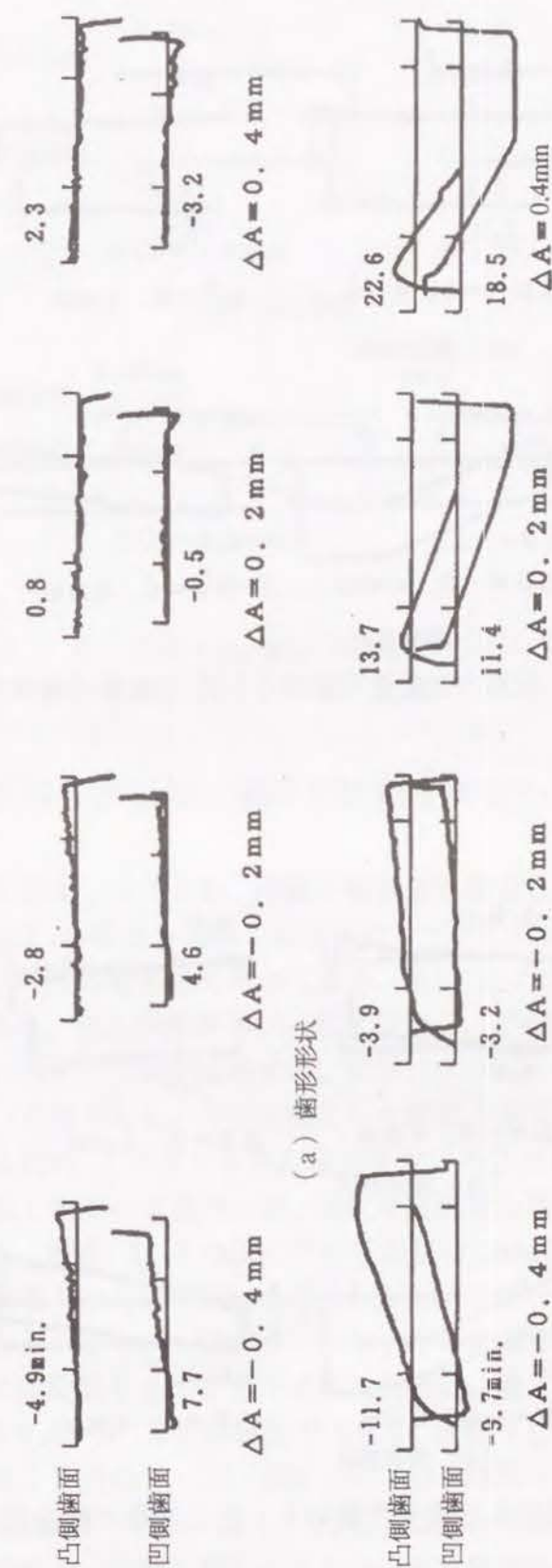
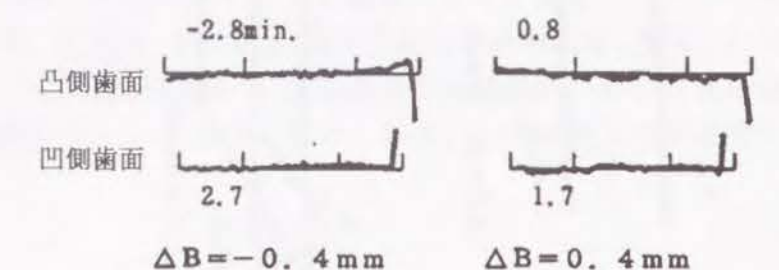
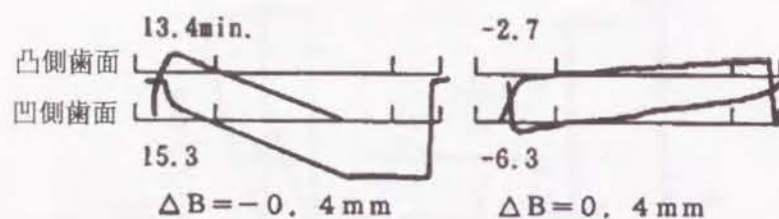


図4.1.3 段取りA変更で歯切りした大歯車の歯面形状

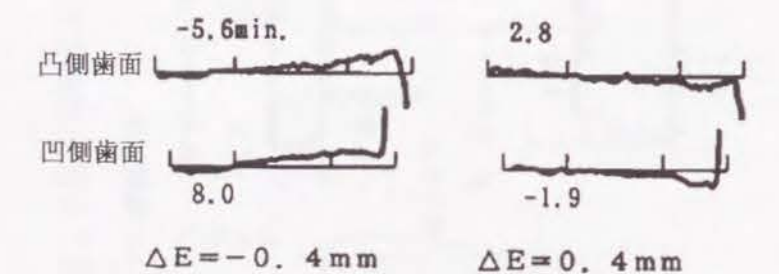


(a) 歯形形状

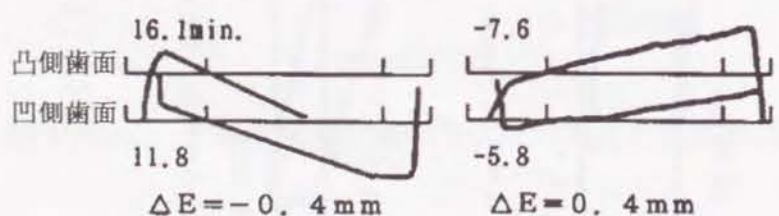


(b) 歯筋形状

図4.1.4 段取りB変更で歯切りした大歯車の歯面形状

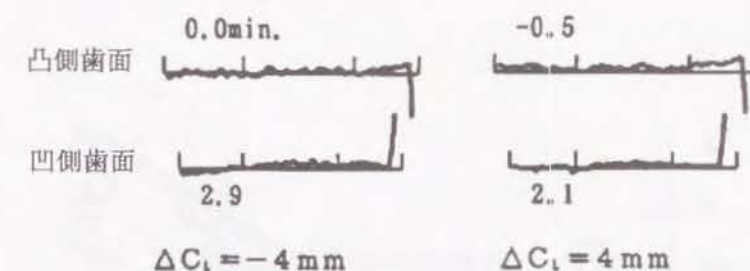


(a) 歯形形状

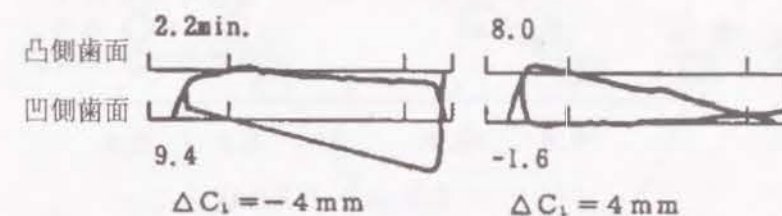


(b) 歯筋形状

図4.1.5 段取りE変更で歯切りした大歯車の歯面形状



(a) 歯形形状



(b) 歯筋形状

図4.1.6 段取りCL変更で歯切りした大歯車の歯面形状

4.1.2 段取り修正値と歯面形状精度変化の対応

図4.1.7から図4.1.10は、段取り修正値と歯面形状精度の特徴量との対応を調査した結果を示す。各図とも横軸には図中のマークに対応する段取り修正値を取り、縦軸には歯面形状精度の特徴量を取っている。但し、ここで用いる特徴量としては、圧力角、ねじれ角とも、個々の歯面形状の値ではなく、凸側歯面の値と凹側歯面の値の平均値、ならびにテーパ量を採用する。なお、テーパ量とは凸側歯面の値から凹側歯面の値を引いた値である。今回対象とした歯切り盤では、凸側歯面と凹側歯面は同時に加工されるため、このような精度項目を用いることが有効である。各図から、今回テストした段取り変更の範囲内では、段取り変更量と精度変化量は直線的な対応があることが分かる。図4.1.7の圧力角の平均値については、段取りAと段取りEの影響度に較べて段取りBの影響度は小さく、また段取りCLの影響度は極めて小さい。図4.1.8の圧力角のテーパ値については、どの段取り部位についても影響度が小さいが、その中では段取りAの影響が比較的大きい。図4.1.9のねじれ角の平均値については、段取りA、B、Eの影響度が大きく、段取りCLの影響度は中程度である。図4.1.10のねじれ角のテーパ値については、段取りCLの影響度が顕著である。表4.1.3は、図4.1.7から図4.1.10において求めた段取り変更量と精度変化の相関直線の勾配を、段取り修正による歯面形状精度変化の係数として示したものである。

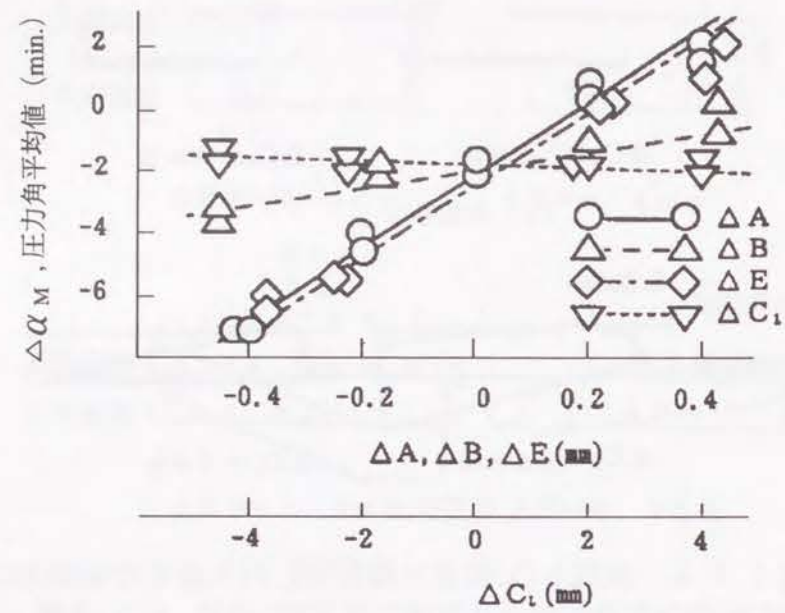


図 4.1.7 段取り変更による圧力角平均値の変化

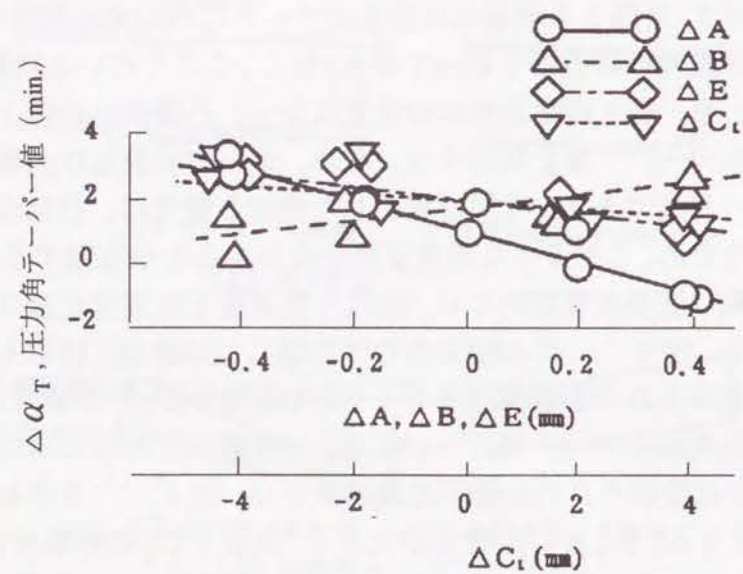


図 4.1.8 段取り変更による圧力角テーパ値の変化

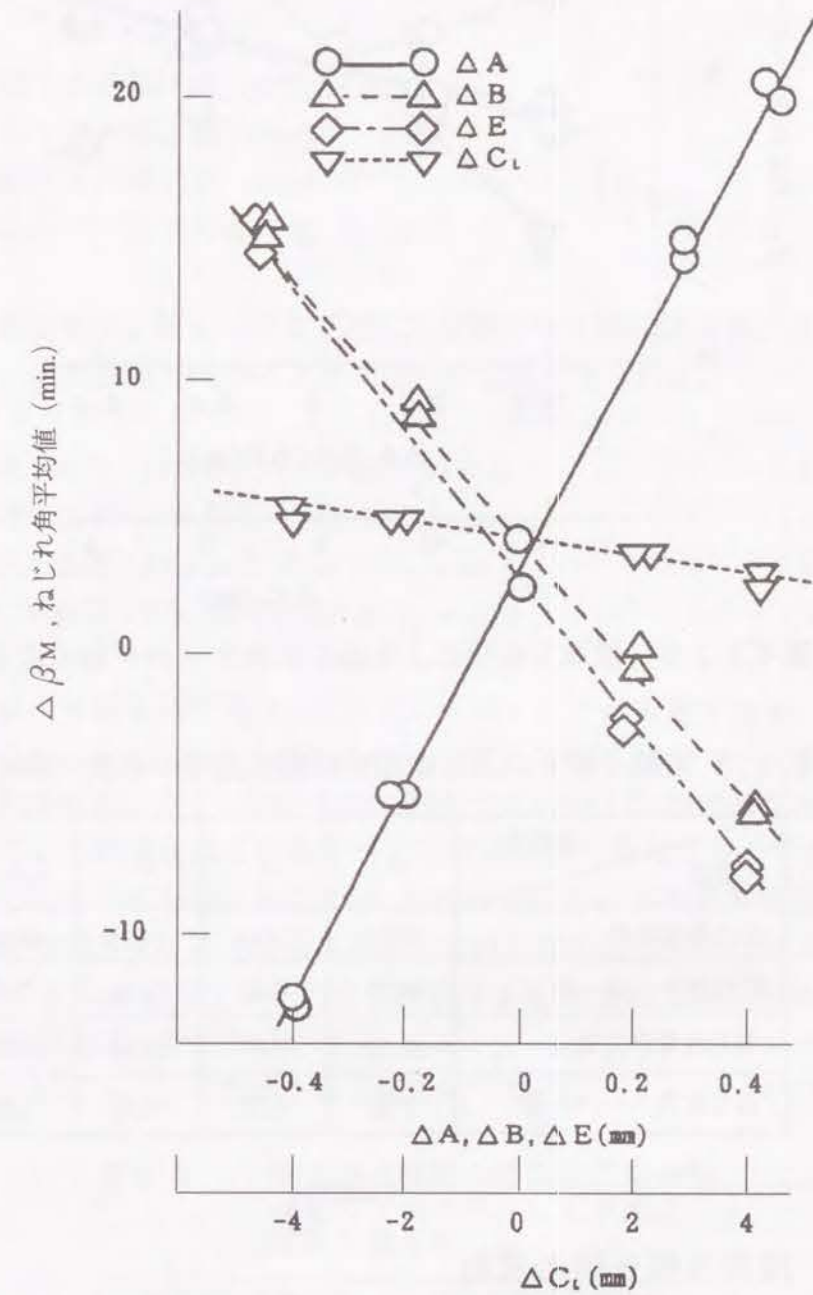


図 4.1.9 段取り変更によるねじれ角平均値の変化

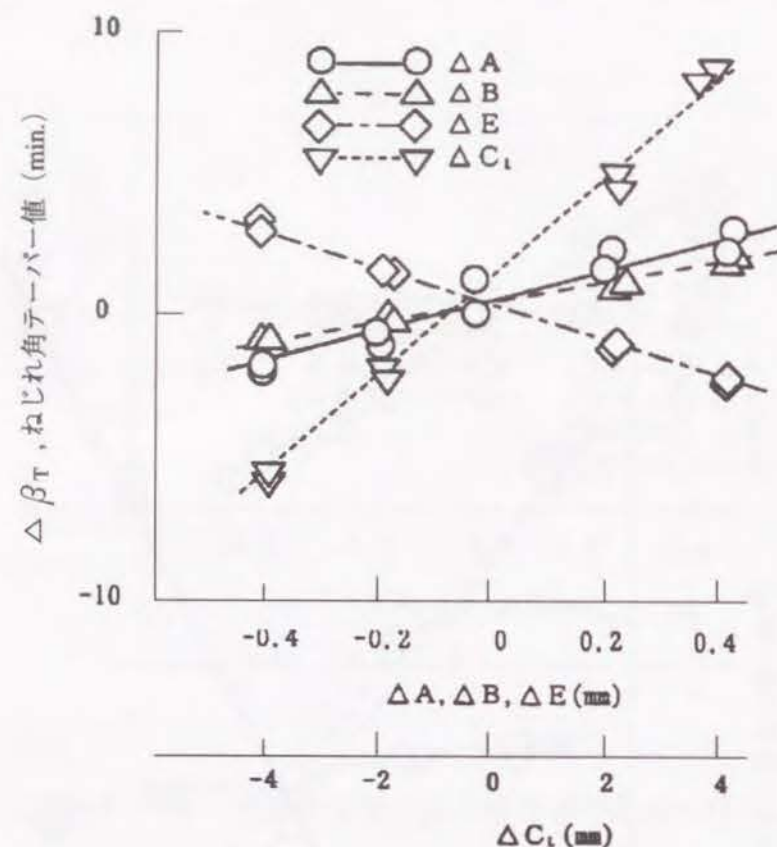


図 4.1.1.0 段取り変更によるねじれ角テーパ値の変化

表 4.1.3 段取り修正による歯面形状精度変化の係数 (min./mm)

項目 \ 段取り	A	B	E	C _L
圧力角平均値	11.75	3.65	11.75	-0.04
圧力角テーパ値	-4.79	2.43	-1.38	-0.18
ねじれ角平均値	39.02	-23.69	-26.34	-0.38
ねじれ角テーパ値	7.65	6.38	-7.56	1.67

4.1.3 段取り修正値の算出

ある条件で歯切りした歯車の歯面形状精度を測定し、各精度項目について目標精度との差が、下記の大きさであったとする。

$\Delta\alpha_M$: 圧力角平均値の必要修正量 (min.)

$\Delta\alpha_T$: 圧力角テーパ値の必要修正量 (min.)

$\Delta\beta_M$: ねじれ角平均値の必要修正量 (min.)

$\Delta\beta_T$: ねじれ角テーパ値の必要修正量 (min.)

この歯面精度修正量を実現するために必要な歯切り盤の段取りの修正値を 4.1.1 項の表現を用いて下記のように表す。

ΔA : 段取り A の修正値 (mm)

ΔB : 段取り B の修正値 (mm)

ΔE : 段取り E の修正値 (mm)

ΔC_L : カムレバー位置の修正値 (mm)

個々の段取り修正値に、表 4.1.3 で示した段取り修正値による歯面形状精度変化の係数を掛けて、足し合わせる事により下記の関係式が得られる。

$$11.8 \Delta A + 3.7 \Delta B + 11.8 \Delta E - 0.04 \Delta C_L = \Delta\alpha_M \quad \dots (4.1.1)$$

$$-4.8 \Delta A + 2.4 \Delta B - 1.4 \Delta E - 0.18 \Delta C_L = \Delta\alpha_T \quad \dots (4.1.2)$$

$$39.0 \Delta A - 23.7 \Delta B - 26.3 \Delta E - 0.38 \Delta C_L = \Delta\beta_M \quad \dots (4.1.3)$$

$$7.65 \Delta A + 6.38 \Delta B - 7.56 \Delta E + 1.67 \Delta C_L = \Delta\beta_T \quad \dots (4.1.4)$$

これらの式は、4 元 4 列の連立方程式として解くことが可能である。しかし、歯車が歯切りされる場合には、歯切り盤の段取りの誤差以外に、カッターの形状誤差や、切削抵抗、歯切り盤各部のガタ・弾性変形に起因する歯面形状誤差が存在する。上記の式の中で用いている勾配値はこれらすべての誤差要因を含んだものである。従って、連立方程式としてその答を求めることは、歯切り段取り以外の誤差要因まで含めて歯切り段取り修正で補正することになり、非現実的な答となる可能性がある。表 4.1.4 は、先の歯切り段取り変更テストのうち段取り A を +0.2mm 変更した条件で製作した歯車の歯面形状測定データを用いて $\Delta\alpha_M$ 、 $\Delta\alpha_T$ 、 $\Delta\beta_M$ 、 $\Delta\beta_T$ を求め、歯面形状誤差を 0 に修正するよう、この段取り修正値を式 (4.1.1) ~ 式 (4.1.4) の連立

表 4.1.4 歯面形状精度の必要修正量から連立方程式の解として求めた段取り修正値の例

歯面形状必要修正量		段取り修正値算出結果	
$\Delta\alpha_M$ (min.)	-0.472	ΔA (mm)	-0.915
$\Delta\alpha_T$ (min.)	-0.882	ΔB (mm)	-0.805
$\Delta\beta_M$ (min.)	0.668	ΔE (mm)	-12.450
$\Delta\beta_T$ (min.)	7.061	ΔC_L (mm)	-2.500

方程式を解いた結果として示したものである。しかし、 ΔA 、 ΔB 、 ΔE 、 ΔC_L とも今回行ったテスト範囲を外れた値となっており、これらの値を用いて歯切りした場合には、目標の精度が得られる保証がないだけでなく、予想されない問題が恐らく発生する。

上記の問題を防ぐために、以下の例に示すような計算方式を提案する。採用している4つの歯面形状精度項目のうち、圧力角の平均値、ねじれ角の平均値とテーパーは段取りの修正値の影響を大きく受ける、すなわち、変化勾配が大きいことに着目し、現実的なワークヘッド位置の修正量 ΔA の-0.4mmから+0.4mmまでの範囲について、0.01mmのステップで、式(4.1.1)、式(4.1.3)、式(4.1.4)を満たすような ΔA 、 ΔB 、 ΔE 、 ΔC_L の数値列を算出し、それに対する圧力角のテーパー値を式(4.1.2)で計算する。表4.1.5は、その出力の一例で、段取りAの修正値 ΔA に対応して、段取りB、E、 C_L の修正値 ΔB 、 ΔE 、 ΔC_L と、それらの段取り修正を行ったときに実現される予定の歯面形状精度の変化量が算出されている。表中において、 ΔA が-0.33mmから-0.11mmの範囲が、全段取り項目について先の歯切りテストを実施した段取り変更範囲内にあり、現実性があると考えられる領域となっている。歯面形状精度項目のうち圧力角の平均値 $\Delta \alpha_m$ と、ねじれ角の平均値 $\Delta \beta_m$ 、テーパー値 $\Delta \beta_r$ については、表4.1.4に示した必要修正量と一致した値となっている。しかし、圧力角のテーパー値 $\Delta \alpha_r$ については、必要修正量であるところの-0.805min.に対し+0.149min.から+2.431min.となっており、 $\Delta A = +0.2mm$ の歯車を持つている誤差0.805min.を加えると、0.954min.から2.431min.の圧力角テーパー値の誤差が生じることになる。しかし、これは歯切り歯車としては許容される程度の値である。

さて、上記の現実性のある範囲内での修正値を選択するかについては自由度がある。表4.1.5中の○印を記した修正条件は、段取りBと段取り C_L の修正量が無視し得るほど小さく、段取りAの-0.22mmと段取りEの0.139mmの2箇所のみで修正で済むことが判る。なお、この計算において段取りAの修正値が+0.2mmの歯車を用いたにも関わらず段取りEの修正まで必要になったのは、初期設定段取りで歯切りされた歯車にも歯面形状誤差が存在しているためである。 Δ 印の条件は4箇所すべての段取り修正が必要になるが、圧力角のテーパー量の誤差は、○印の条件より0.7min.ほど小さくできる。また、さらにテーパー量を小さくするために、 Δ 印より上部の条件を選択できる可能性はある。しかし、自動車用のハイポイドギヤの場合には、相手歯車と**かみあわせてラップング**する工程があり、精度的には○印の修正を採用した結果で十分である。

4. 1. 4 生産ラインにおける経験的評価とまとめ

今回のテストに用いた歯車は、表4.1.2で示す段取りのもとに3台の歯切り盤を用いて量産されている。各歯切り盤で生産された歯車について、歯当たり観察をした

表4.1.5 提案する方法による段取り修正値と歯面形状精度の変化の対応例

ΔA (mm)	ΔB (mm)	ΔE (mm)	ΔC_L (mm)	$\Delta \alpha_m$ (min.)	$\Delta \alpha_r$ (min.)	$\Delta \beta_m$ (min.)	$\Delta \beta_r$ (min.)
-0.400	-0.627	0.517	5.071	-0.915	-0.321	-12.450	-2.500
-0.390	-0.592	0.496	4.795	-0.915	-0.254	-12.450	-2.500
-0.380	-0.556	0.475	4.519	-0.915	-0.187	-12.450	-2.500
-0.370	-0.521	0.474	4.243	-0.915	-0.120	-12.450	-2.500
-0.360	-0.485	0.433	3.967	-0.915	-0.053	-12.450	-2.500
-0.350	-0.450	0.412	3.691	-0.915	0.014	-12.450	-2.500
-0.340	-0.415	0.391	3.414	-0.915	0.081	-12.450	-2.500
-0.330	-0.379	0.370	3.138	-0.915	0.149	-12.450	-2.500
-0.320	-0.344	0.349	2.862	-0.915	0.216	-12.450	-2.500
-0.310	-0.308	0.328	2.586	-0.915	0.283	-12.450	-2.500
-0.300	-0.273	0.307	2.310	-0.915	0.350	-12.450	-2.500
-0.290	-0.238	0.286	2.034	-0.915	0.417	-12.450	-2.500
-0.280	-0.202	0.265	1.757	-0.915	0.484	-12.450	-2.500
-0.270	-0.167	0.244	1.481	-0.915	0.551	-12.450	-2.500
-0.260	-0.131	0.223	1.205	-0.915	0.619	-12.450	-2.500
-0.250	-0.096	0.202	0.929	-0.915	0.686	-12.450	-2.500
-0.240	-0.061	0.181	0.653	-0.915	0.753	-12.450	-2.500
-0.230	-0.025	0.160	0.376	-0.915	0.820	-12.450	-2.500
-0.220	0.010	0.139	0.100	-0.915	0.887	-12.450	-2.500
-0.210	0.046	0.118	-0.176	-0.915	0.954	-12.450	-2.500
-0.200	0.081	0.097	-0.452	-0.915	1.021	-12.450	-2.500
-0.190	0.117	0.076	-0.728	-0.915	1.089	-12.450	-2.500
-0.180	0.152	0.055	-1.004	-0.915	1.156	-12.450	-2.500
-0.170	0.187	0.034	-1.281	-0.915	1.223	-12.450	-2.500
-0.160	0.223	0.013	-1.557	-0.915	1.290	-12.450	-2.500
-0.150	0.258	-0.008	-1.833	-0.915	1.357	-12.450	-2.500
-0.140	0.294	-0.029	-2.109	-0.915	1.424	-12.450	-2.500
-0.130	0.329	-0.050	-2.385	-0.915	1.491	-12.450	-2.500
-0.120	0.364	-0.071	-2.661	-0.915	1.559	-12.450	-2.500
-0.110	0.400	-0.092	-2.938	-0.915	1.626	-12.450	-2.500
-0.100	0.435	-0.113	-3.214	-0.915	1.693	-12.450	-2.500
-0.090	0.471	-0.134	-3.490	-0.915	1.760	-12.450	-2.500
-0.080	0.506	-0.155	-3.766	-0.915	1.827	-12.450	-2.500

ところ有意な差は認められなかった。しかし、歯面形状測定の結果、圧力角では最大10min.の誤差があり、歯切り盤の異なる歯車の精度差は6 min.であった。ねじれ角については、最大7 min.の誤差があり、歯切り盤の異なる歯車の精度差は2 min.であった。上述の手法により、個々の歯切り盤について必要な段取り修正値を算出し、段取り修正を実施することにより、精度を格段に改良することができた。本節で明らかにした方法は、すでに生産現場の実用技術として採用され効果をあげている。また、この間の経験的実績より、表4.1.3で求めた段取り修正による精度変化の係数は、歯車の素材とカッターの相対位置の変化によるものであり、同一機種の歯切り盤には同じものが適用できることが明らかになっている。

以上の研究の結果、グリーンソン社の成形歯切り方式の大歯車について、(1) 歯切り盤の各段取り部位を個別に修正して歯切りした歯車の歯面形状測定を行った結果、通常考えられる段取り修正量の範囲内では、歯面精度項目の変化は直線的であること、(2) その勾配値を与えたときの歯面形状精度の変化量を計算する線型の式より、段取り修正量と歯面形状精度の関係を定量的に把握することができる、の二点を明らかにした。この事実に基づき、(3) 製作した歯車の歯面形状測定を行い、目標の歯面形状との差の値から、歯切り盤に起因する歯面形状誤差をキャンセルするような歯切り盤段取り修正量を、歯切り工具の誤差や切削抵抗に起因する誤差などの段取り誤差以外の要因による影響までを段取り修正で補正することの無いように算出し、精度の良い歯車を製作する手法を開発した。

4.2 歯筋・歯形状データによる創成歯切り盤段取り修正技術の開発

前節で述べたように成形歯切りされる大歯車においては歯面形状修整の自由度が少ないため、焼き入れ歪の補正や片当たり防止などのための歯面形状の修整は小歯車の側で行われることが一般的であり、目標とする歯面形状を持つ小歯車を製作するために必要な歯切り盤段取り修正値を算出する手法は極めて重要である。

算出手法の基本的な考えは大歯車の場合と同様であり、ある段取りで歯切りされた歯車の歯面形状を測定し、その測定データと目標の歯面形状との差異値から、必要な段取り修正値を算出する。ただし、大歯車の場合は直接的に段取り修正値を算出したが、小歯車の場合は、グリーンソン社により提示されている「歯当たり修整指標」を算出手法中に介在させる。すなわち、大歯車の場合は、歯切り盤の段取り値と歯面形状精度との関係を実験的に求めたのに対し、小歯車の場合は、歯当たり修整指標と歯面形状との関係を実験的に求める。従って、段取り修正値の算出にあたっては、まず目標の歯面形状を得るために必要な歯当たり修整指標の値を算出し、つぎに歯当たり修整指標と歯切り盤の段取り修正値の関係から、段取り修正値に換算することになる。

歯当たり修整指標としては、「当たり位置修整」、「当たり深さ修整」、「当たりバイアス修整」、「当たり幅修整」、そして「当たり長さ修整」がある。ところで、このような歯当たり修整指標を用いた段取り修正法は、歯当たり観察手法に頼る従来の環境の中でも、それなりの効果を持つものとして一般に実用されている。従って、本節の研究において歯当たり修整指標を用いることは、従来の経験的技術を数値的に解明する効果を持つとともに、求められた段取り修正値の内容の理解を容易にするものである。

実験に用いた歯切り盤は、図4.2.1に示すグリーンソン社の代表的な創成歯切り盤#116である。この歯切り盤は、第1章の図1.2.2に示したカッターとワークの動きを実現するために複雑な構造を有し、多くの段取り部位が存在する。段取り部位のうち、ワーク軸方向位置とスライディングベース、ワークオフセット、ルート角は、ワーク側の位置を設定するものであり、偏心円筒角とスイベル円筒角、スピンドル円筒角は、カッターの位置と姿勢を設定するものである。なおカッターの位置と姿勢の設定に関しては付録に詳細を記載する。図において、カッター側とワーク側を上部で連結しているワークスピンドルドライブ軸は、歯切り中にクレードルとワークが一定の比率で回転するよう連結しているものであり、両者の回転の比率は歯切り盤内部に組み込まれる歯車列を選択することによって設定することができる。この回転角の比率の設定は段取り項目の一つであり、クレードルの回転角20 deg.に対するワークの回転角度をワークテストロール角と呼ぶ。実験に用いた歯車は、前節の実験に用いた大歯車(表4.1.1参照)と対になる小歯車であり、正規の歯切り段取りを表4.

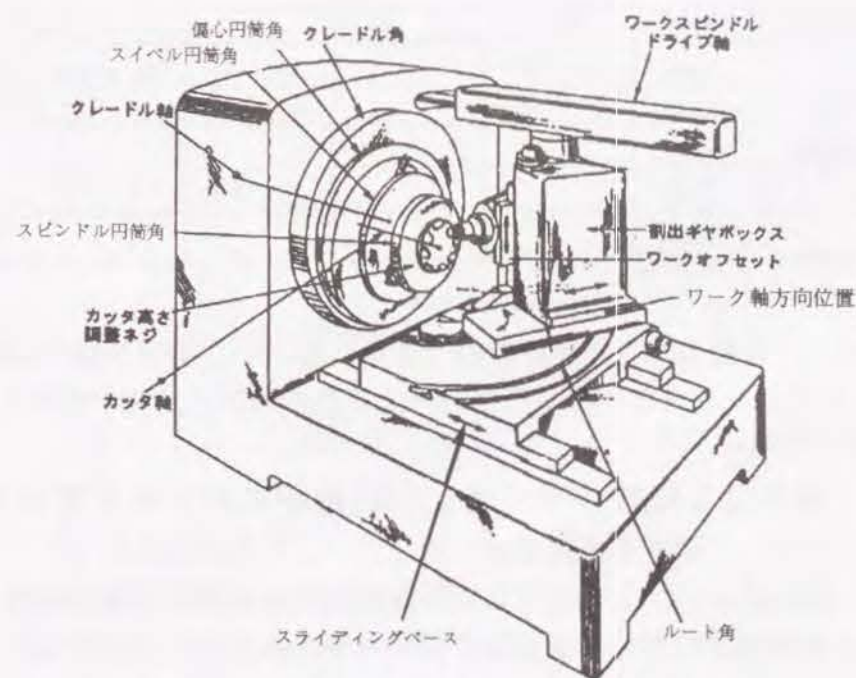


図4.2.1 小歯車創成歯切り盤の外観と段取り部位
(グリーンソン社#116創成歯切り盤)

表4.2.1 小歯車歯切り盤の正規段取り

項 目	凹側歯面	凸側歯面
ルート角	0°	0°
ワーク軸方向位置	104mm	105.75mm
スライディングベース	9.74mm	11.06mm
オフセット	31.75mm	31.75mm
偏心円筒角	48°	51° 13′
スイベル円筒角	236°	236° 48′
スピンドル円筒角	66° 3′	65° 34′
ワークテストロール角	82°	82°
カッター径	7.33inch	7.93inch

表4.2.2 グリーソン社によって提示されている歯当り修整指標と歯切り盤の段取り変更量

段取り部位	歯当り修整指標					段取り変更量
	修整指標	修整量	修整指標	修整量	修整指標	修整量
ワーク軸方向位置 (mm)	当り位置修整	大端寄せ 0.1 inch	当り深さ修整	ワーク軸位置 0.2 mm	当りバイアス修整	イン 6.0 min /-1.494
スライディングベース (mm)						-0.208 /-0.186
ワークオフセット (mm)						2.54 /-2.54
偏心円筒角 (min.)		-142 /145		12 /-16		142 /-145
スイベル円筒角 (min.)		83 /-89		66 /-44		-83 /89
スピンドル円筒角 (min.)						-59 /-57
ワークテストロール角 (min.)				60 /-60		153 /-112
カッター径 (inch)						0.1 /0.1

2.1に示す。また、各歯当たり修整指標の一定量に対応する歯切り盤の段取り修正量を表4.2.2に示すが、当たり深さ修整以外は複数の段取り部位が関係している。

4.2.1 歯当たり修整指標の歯面形状精度に対する影響調査

まず、歯切り盤を表4.2.1に示す正規段取りに設定して小歯車を製作し、つぎに個々の歯当たり修整指標について設定した試験水準(表4.2.3)に対応した歯切り盤の段取り修正を行い、小歯車を製作した。なお、歯当たり修整指標のうち、当たり位置修整、当たり深さ修整、当たりバイアス修整、当たり幅修整については、正規段取り条件を中心として相反する方向に各2水準を取り、当たり長さ修整については各

表4.2.3 歯当り修整指標と試験水準

修整指標	単 位	試験水準			
(1) 当り位置修整	外端寄せ (inch)	-0.2	-0.1	0.1	0.2
(2) 当り深さ修整	ワーク軸方向位置 (mm)	-0.4	-0.2	0.2	0.4
(3) 当りバイアス修整	イン (min.)	-90	-45	45	90
(4) 当り幅修整	イン * (inch)	-0.2	-0.1	0.1	0.2
(5) 当り長さ修整	カッター径 (inch)	-0.1			0.1

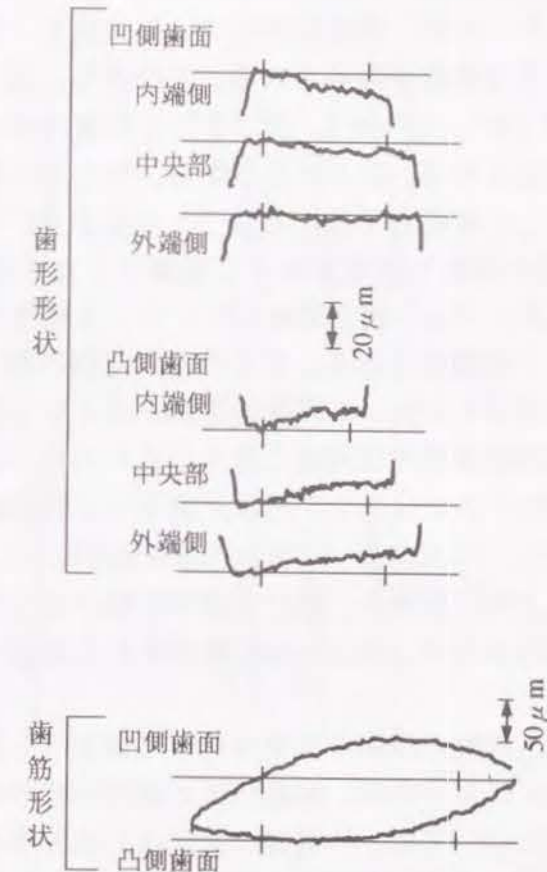


図4.2.2 正規段取りで歯切りした小歯車の歯面形状

1水準を取った。各試験水準において2個ずつの歯車を製作し、歯面形状精度を測定した。得られた歯筋、歯形形状の測定データ例を図4.2.2から図4.2.7に示す。歯形形状の内、上段は歯幅方向の形状が凹傾向に湾曲している歯面(以後、凹側歯面と呼ぶ)の歯形形状であり、下段は歯幅方向の形状が凸傾向に湾曲している歯面(以後、凸側歯面と呼ぶ)の歯形形状である。なお、小歯車の凹側歯面、凸側歯面が、それぞれ大歯車の凸側歯面、凹側歯面とかみあう関係にある。歯形形状については、内

端側、中央部、外端側の3箇所の測定データを示している。

まず、正規段取りで歯切りした小歯車の歯筋、歯形形状データ(図4.2.2)の特徴は以下の通りである。歯形形状の精度管理範囲内の部分は $2\mu\text{m}$ 前後のわずかな凹みを有している。歯形形状の傾きについて見ると、凹側歯面においては、外端側では殆ど傾きが見られないが、中央部から内端部に向けては歯先の方が低くなる傾向が見られ、正の圧力角誤差が徐々に増加している。凸側歯面においては、いずれの歯形形状においても同程度に歯先側が低くなっており、正の圧力角誤差が存在する。歯筋形状については、凹側歯面および凸側歯面とも、滑らかなクラウニング形状を呈し、外端側で図の上方向に傾いており、正のねじれ角誤差が存在する。

つぎに、当たり位置修整の段取り変更を行って歯切りした小歯車の歯筋、歯形形状データ(図4.2.3)においては、歯形形状については目立った変化はないが、歯筋形状の傾きについては大きな変化が観察される。すなわち、図(a)では外端側で歯面が後退しているが、図(b)、図(c)、図(d)と右側へ行くに従って、外端側で歯面が突出する傾向が観察される。以上のことから、当たり位置修整が歯幅方向の歯当たりの位置の変更に対し、有効な手段であることが分かる。

つぎに、当たり深さ修整の段取り変更を行って歯切りした小歯車の歯筋、歯形形状データ(図4.2.4)においては、歯形形状については、3箇所の歯形の傾きが同方向に顕著に変化していることが観察される。すなわち、左側の図(a)では、歯元側が高く、右側の図(d)へ近づくに従って順次歯先側が高くなっている。歯形方向のクラウニングについては、凸側歯面では明確な変化は見られないが、凹側歯面においては、左の図(a)の側でわずかではあるが凹みが増大する傾向が見られる。歯筋形状については、右側の図(d)の方向で、凹側、凸側両歯面とも、ねじれ角がプラスになる傾向が見られる。以上のことから、当たり深さ修整が歯丈方向の歯当たりの位置の変更に対し有効な手段であるが、当たりの位置にもある程度の影響を及ぼすことが分かる。

つぎに、当たりのバイアス修整の段取り変更を行って歯切りした小歯車の歯筋、歯形形状データ(図4.2.5)においては、歯筋形状と歯形形状の双方に大きな変化が見られる。歯形形状の傾きについては、外端側の変化は比較的小さいが、内端側では外端側の変化とは逆の方向に、より大きな変化が生じている。すなわち、バイアス修整によっては、歯面のねじれ(すなわちバイアス)の程度を修正できることが分かる。さらに、歯形形状については、図(a)の側で凹み(負のクラウニング)が観察される。一方、歯筋形状については、クラウニングの変化が顕著である。すなわち、図(a)では大きなクラウニングが存在するが、右側へ行くに従ってクラウニング量が減少し、図(d)においては凹み形状となっている。従って、歯面のねじれのみを変更したい場合には、当たりのバイアス修整による歯筋のクラウニングの変化を相殺するために、後に記述する当たり長さ修整を同時に行う必要がある。

つぎに、当たり幅修整の段取り変更を行って歯切りした小歯車の歯筋、歯形形状データ(図4.2.6)においても、歯筋形状と歯形形状の双方に大きな変化が見られる。

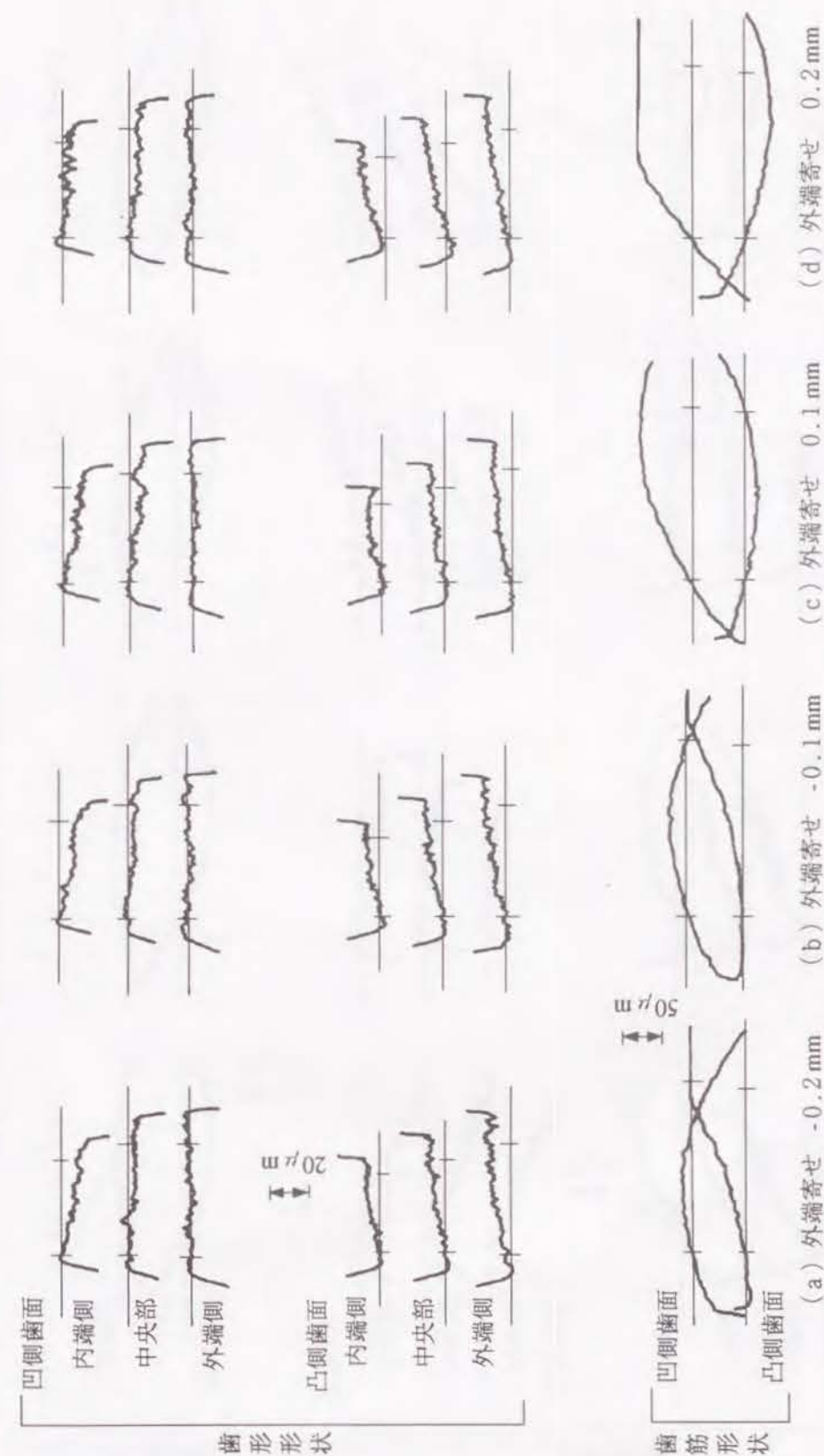


図4.2.3 当たり位置修整を行い歯切りした小歯車の歯面形状

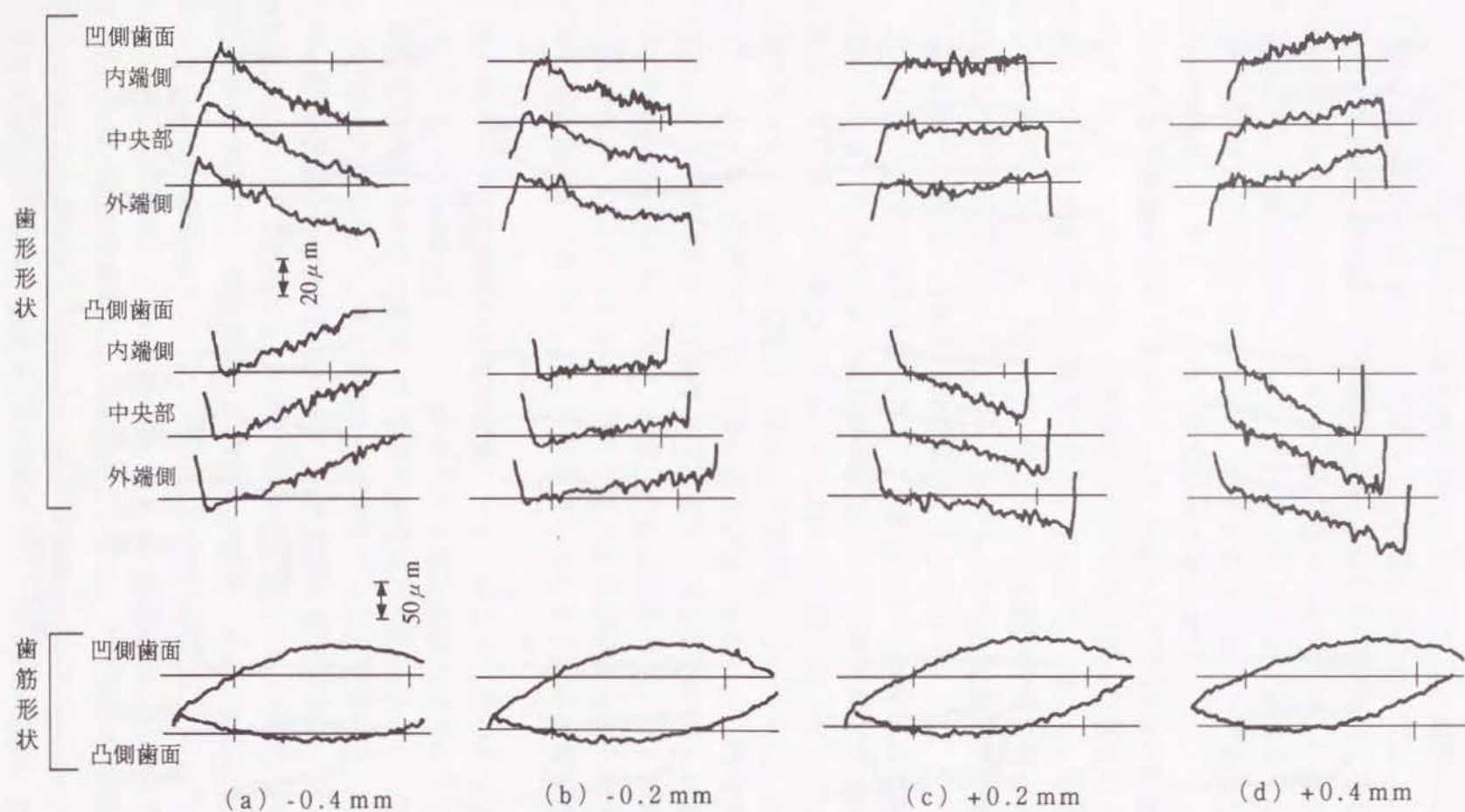


図4.2.4 当り深さ修整を行い歯切りした小歯車の歯面形状

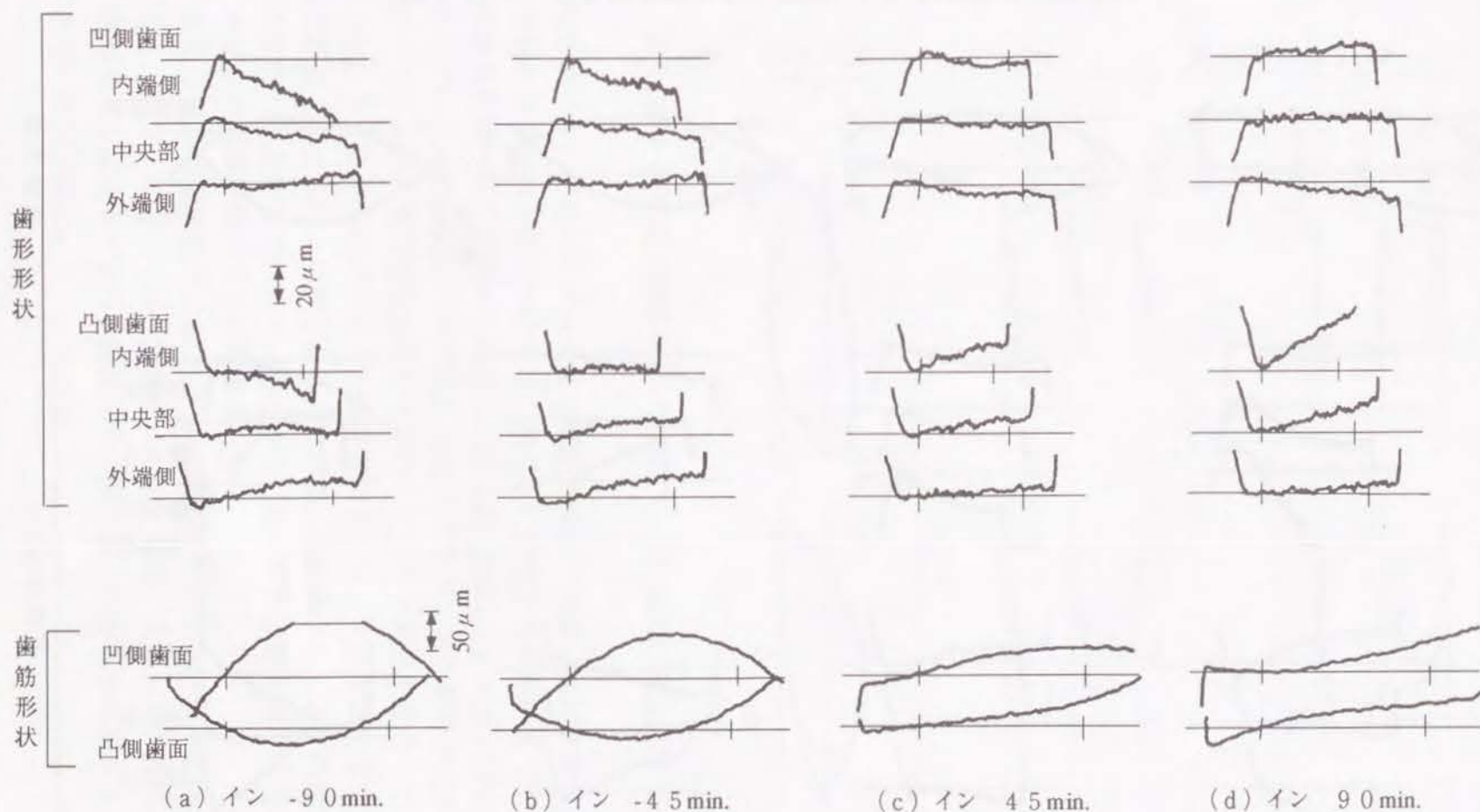


図4.2.5 当りバイアス修整を行い歯切りした小歯車の歯面形状

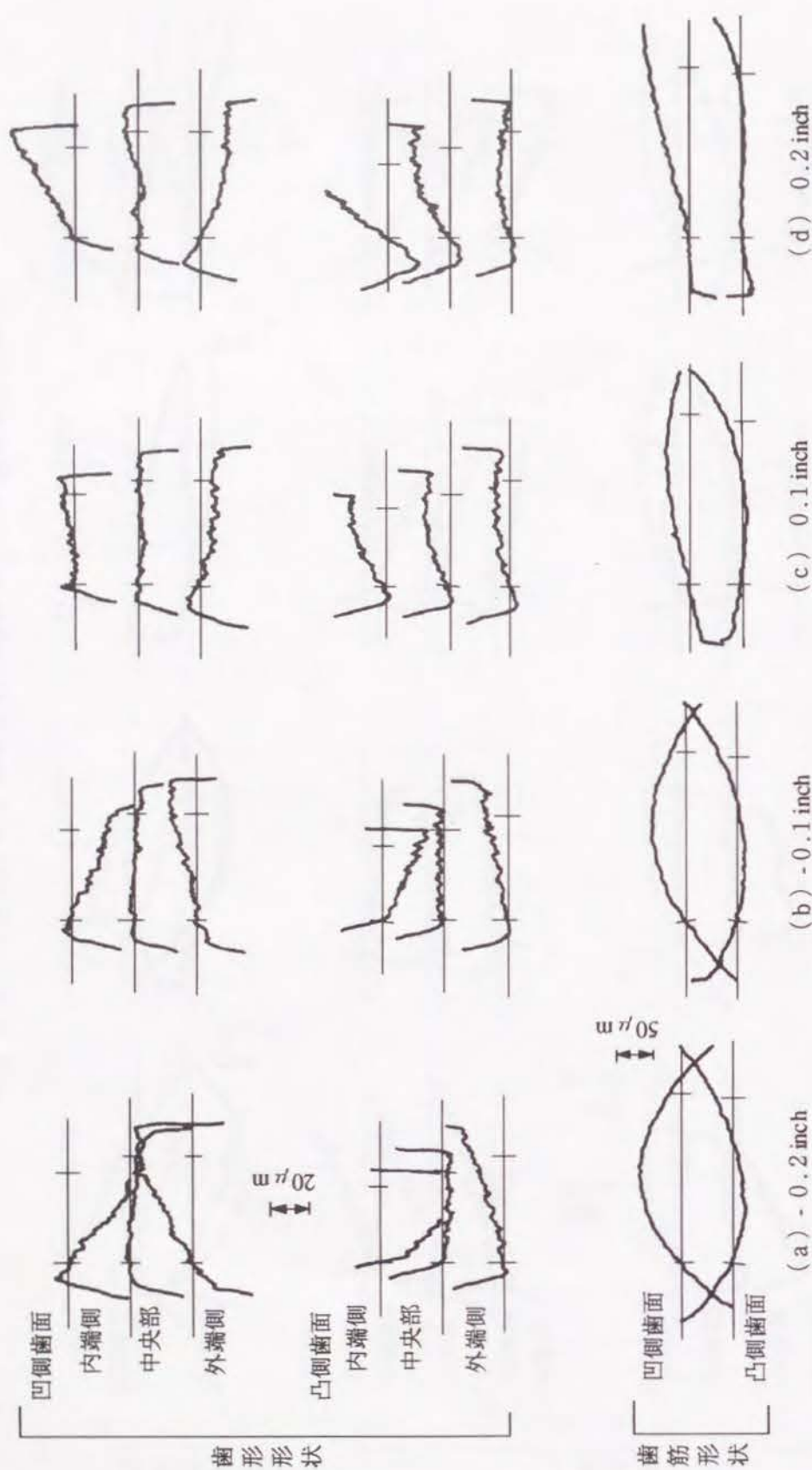


図 4.2.6 当り幅修整を行い歯切りした小歯車の歯面形状

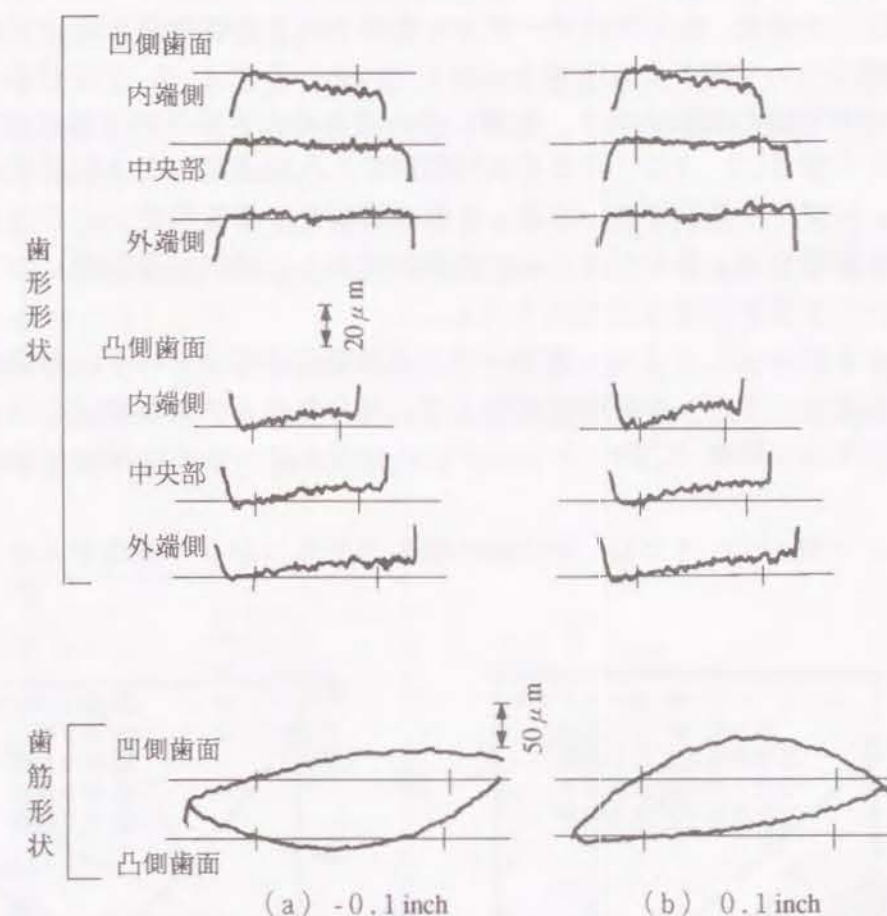


図 4.2.7 当り長さ修整を行い歯切りした小歯車の歯面形状

まず、歯形形状についてはバイアスの変化が極めて大である。当たり幅修整の主眼である歯形形状のクラウニングについては、図 (a) の側でわずかに正（すなわち凸形状）の状態から右側へ行くに従って減少し、図 (d) では、 $-3 \sim -4 \mu\text{m}$ （すなわち凹形状）となっている。歯筋形状については、大きなクラウニング量の変化が存在する。歯形形状のクラウニング量の変更のみを目的として当たり幅修整を行う場合、それによって引き起こされる歯形のバイアスと歯筋方向クラウニングなどの変化を相殺するための他の修整を同時に行う必要がある。しかし、歯形クラウニングの変化量に比べ他の項目の変化の程度が非常に大きいことから、当たり幅修整を精度良く達成するためには、かなりの困難を伴うことが理解される。

つぎに、当たり長さ修整の段取り変更を行って歯切りした小歯車の歯筋、歯形形状データ（図 4.2.7）においては、歯形形状の変化が殆ど見られず、歯筋方向のクラウニング量が大きく変化しており、歯幅方向の歯当たりの長さを変更するために有効な修整であることが分かる。

4. 2. 2 歯当たり修整指標と歯面形状特徴量変化の対応

前項で測定した歯筋、歯形状データから算出される各特徴量に及ぼす歯当たり修整指標の影響について調査した結果を、図4.2.8から図4.2.17に示す。横軸に各歯当たり修整指標の試験水準を、縦軸にそれぞれの歯面形状特徴量を取っている。

図4.2.8と図4.2.9は、それぞれ凹側歯面と凸側歯面の中央部歯形の圧力角の変化を示す。いずれの歯面についても、5個の歯当たり修整指標の中で当たり深さ修正(□印)の影響度が、最も大きくかつ直線的である。他の修整指標についても、影響度は小さいが直線的な変化が認められる。

図4.2.10と図4.2.11は、歯形バイアスの変化を示す。いずれの歯面についても、当たり幅修整(▽印)の影響度が最大で、当たりバイアス修整(◇印)の影響も大きい。当たり深さ修整(□印)によっても凸側歯面については明かな影響が観察される。

図4.2.12と図4.2.13は、中央部の歯形クラウニングの変化を示す。全般的に

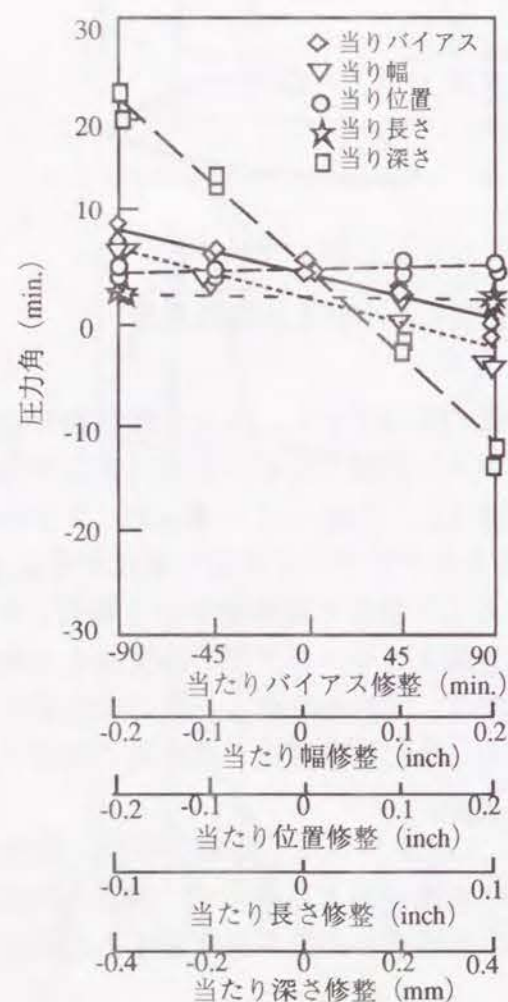


図4.2.8 中央部歯形圧力角の変化(凹側歯面)

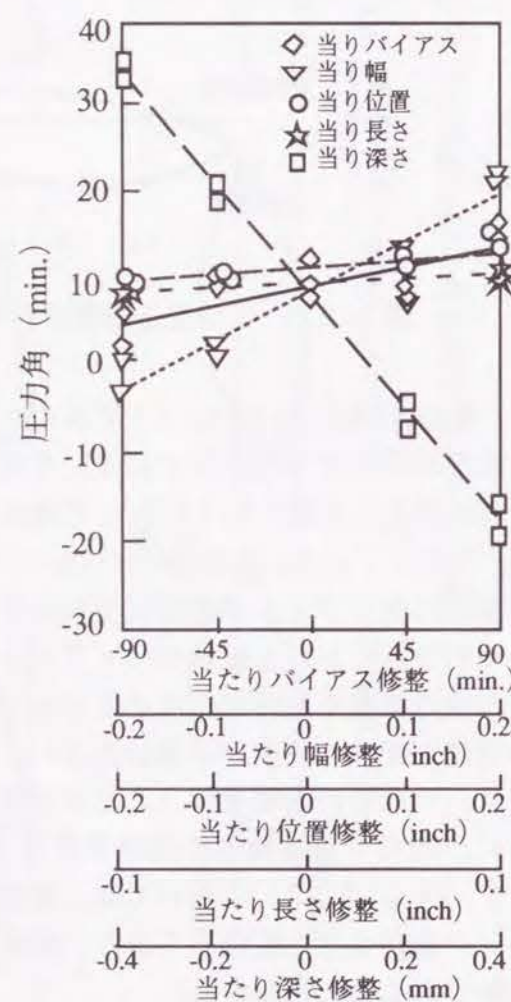


図4.2.9 中央部歯形圧力角の変化(凸側歯面)

変化量が小さいが、当たりバイアス修整(◇印)と当たり幅修整(▽印)が同程度の影響度を持っていることが判る。

図4.2.14と図4.2.15は、歯筋ねじれ角の変化を示す。当たり位置修整(○印)の影響度が格段に大きい、当たり幅修整(▽印)、当たり深さ修整(□印)なども若干の影響度を持つ。

図4.2.16と図4.2.17は、歯筋クラウニングの変化を示す。当たりバイアス修整(◇印)、当たり幅修整(▽印)、当たり長さ修整(☆印)の順に大きな影響度を持っていることが分かる。

以上の図において、それぞれの歯当たり修整指標に対する各特性値の変化を直線で近似し、その直線の勾配(歯面形状特徴量の変化量/当たり修整指標の変更量)を変化係数として求めた結果を、表4.2.4に示す。

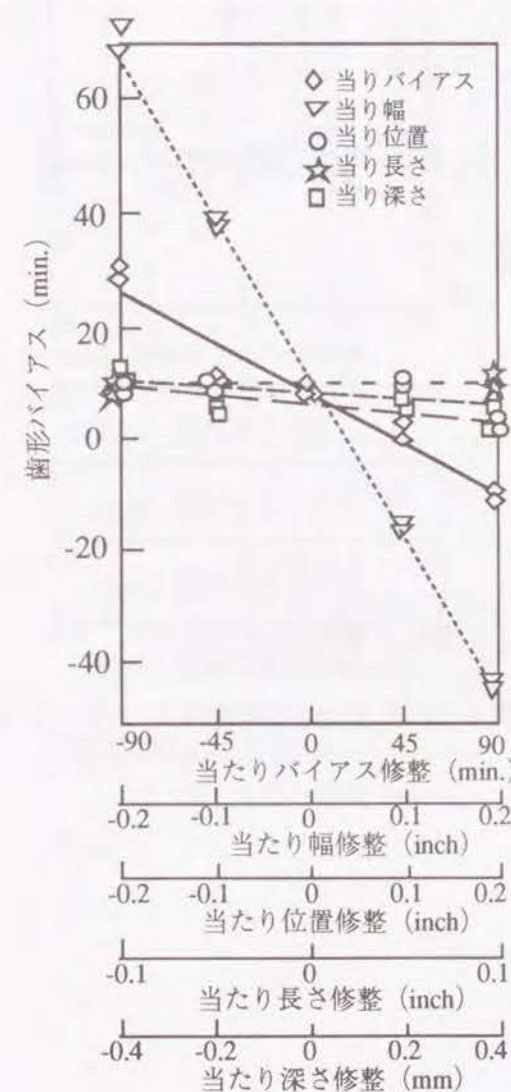


図4.2.10 歯形バイアスの変化(凹側歯面)

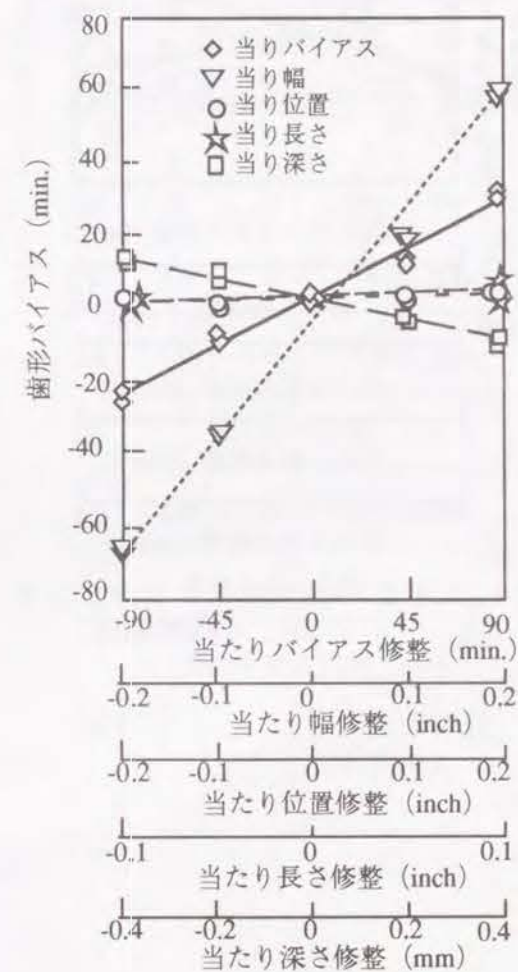


図4.2.11 歯形バイアスの変化(凸側歯面)

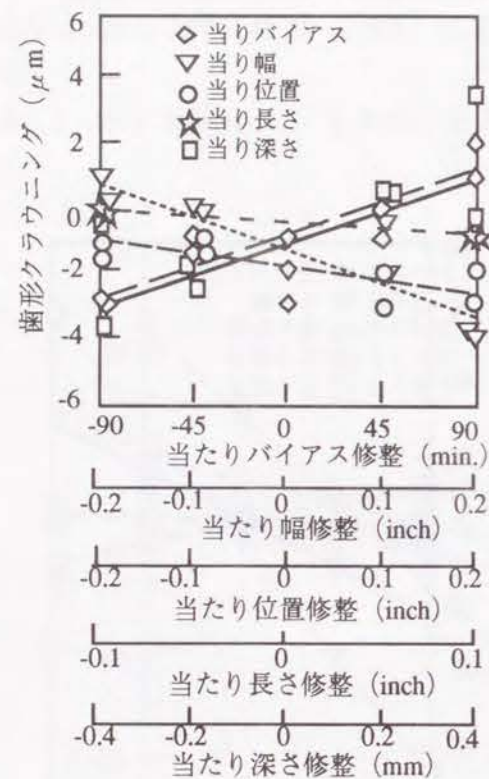


図4.2.1.2 中央部歯形クラウニング
の変化（凹側歯面）

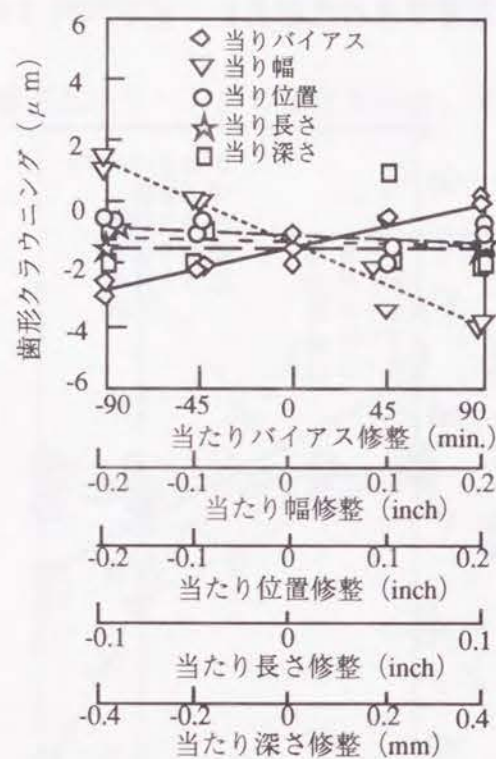


図4.2.1.3 中央部歯形クラウニング
の変化（凸側歯面）

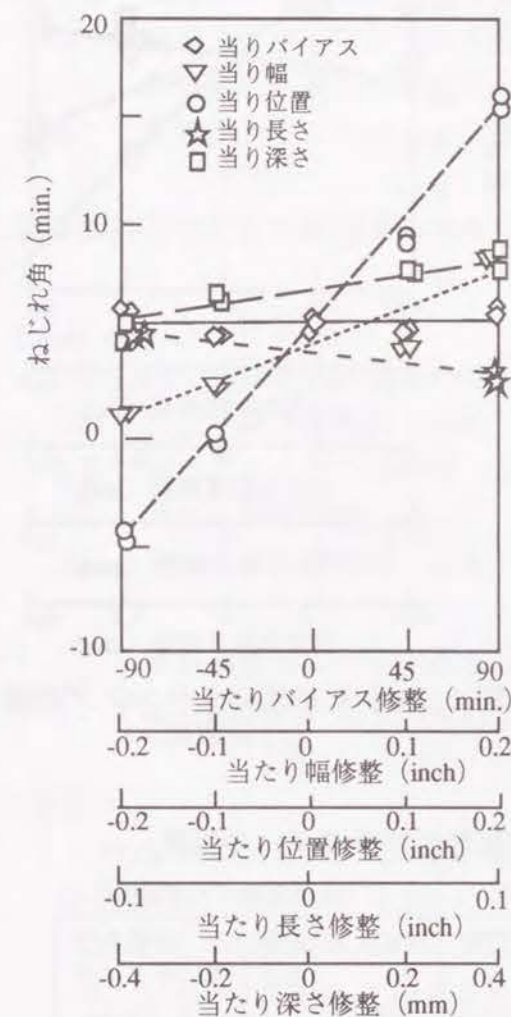


図4.2.1.4 ねじれ角の変化
（凹側歯面）

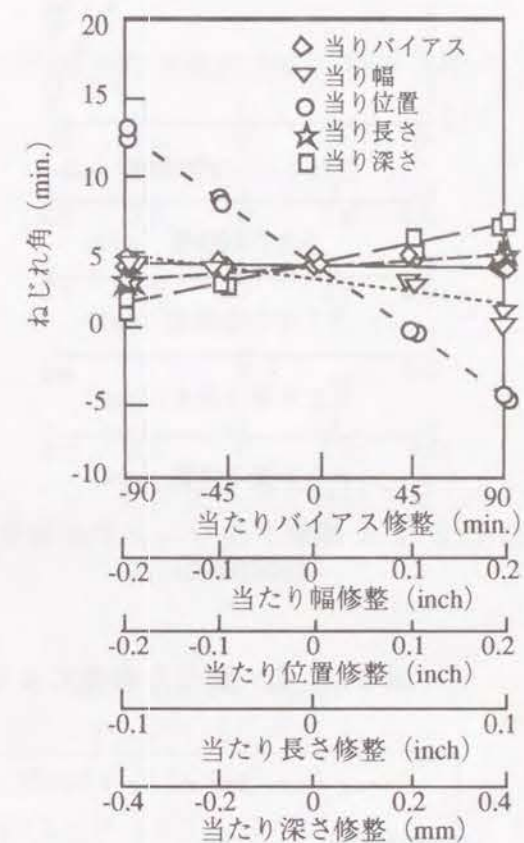


図4.2.1.5 ねじれ角の変化
（凸側歯面）

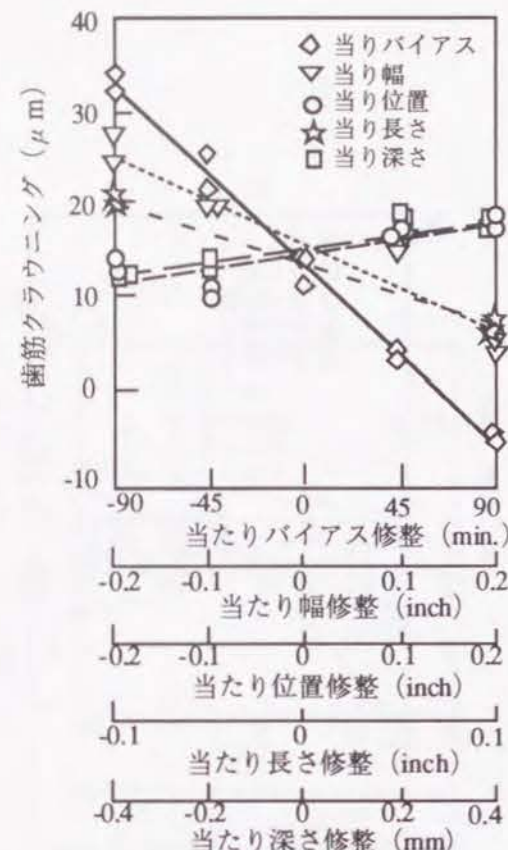
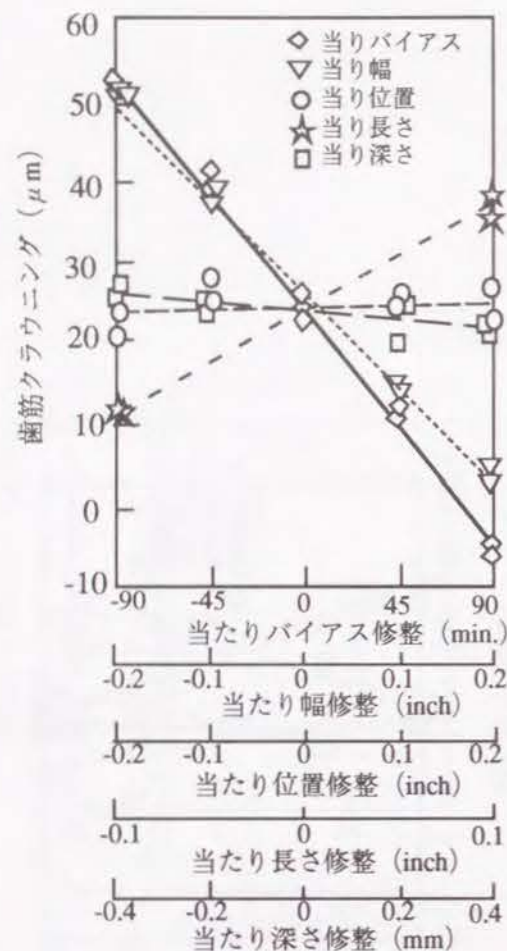


図4.2.16 歯筋クラウニングの変化 (凹側歯面) 図4.2.17 歯筋クラウニングの変化 (凸側歯面)

表4.2.4 歯当り修整による歯面形状特徴量変化の係数

(凹側歯面/凸側歯面)

修整指標	形状	ねじれ角 (min.)	圧力角 (min.)	バイアス (min.)	歯形クラウニング (μm)	歯筋クラウニング (μm)
当り位置修整 (inch)		49.2 /-42.9	1.95 /7.8	-12.05 /4.8	-3.75 /-1.50	4.0 /16.0
当り深さ修整 (mm)		3.5 /6.75	-42.0 /63.75	-5.25 /-28.75	4.75 /0	-6.0 /7.75
当りバイアス修整 (min.)		0 /0	-0.048 /0.048	-0.198 /0.291	0.022 /0.016	-0.32 /-0.212
当り幅修整 (inch)		16.75 /-8.25	-24.45 /53.5	-285.0 /308.3	-10.25 /-5.4	-118.0 /-45.0
当り長さ修整 (inch)		-8.5 /8.0	-10.0 /7.25	-4.75 /19.5	-3.75 /-2.5	125.0 /-70.0

4.2.3 目標の歯面形状を得るための歯当り修整指標値の算出

ある段取り条件で歯切りされた小歯車の歯面形状を測定し、各精度項目について目標精度との差が、下記の大きさであったとする。

- $\Delta\alpha$: 歯形圧力角の必要修正量 (min.)
- $\Delta\beta$: 歯形バイアスの必要修正量 (min.)
- $\Delta\gamma$: 歯形クラウニングの必要修正量 (μm)
- $\Delta\delta$: 歯筋ねじれ角の必要修正量 (min.)
- $\Delta\zeta$: 歯筋クラウニングの必要修正量 (μm)

この歯面精度修正量を実現するために必要な歯当り修整指標の値を下記のように表すと、

- ΔH : 当り位置修整値 (inch)
- ΔM : 当り深さ修整値 (mm)
- ΔB : 当りバイアス修整値 (min.)
- ΔP : 当り幅修整値 (inch)
- ΔC : 当り長さ修整値 (inch)

個々の当り修整指標値に、先の表4.2.4で示した変化係数を掛けて足し合わせる事により、下記の関係式が得られる。

<凹側歯面>

$$\begin{aligned}
 1.95 \Delta H - 42.0 \Delta M - 0.048 \Delta B - 24.45 \Delta P - 10 \Delta C &= \Delta\alpha \\
 -12.05 \Delta H - 5.25 \Delta M - 0.198 \Delta B - 285 \Delta P - 4.75 \Delta C &= \Delta\beta \\
 -3.75 \Delta H + 4.75 \Delta M + 0.022 \Delta B - 10.25 \Delta P - 3.75 \Delta C &= \Delta\gamma \\
 49.2 \Delta H + 3.5 \Delta M + 0.0 \Delta B + 16.75 \Delta P - 8.5 \Delta C &= \Delta\delta \\
 4.0 \Delta H - 6.0 \Delta M - 0.32 \Delta B - 118 \Delta P + 125 \Delta C &= \Delta\zeta \\
 &\dots (4.2.1)
 \end{aligned}$$

<凸側歯面>

$$\begin{aligned}
 7.80 \Delta H + 63.75 \Delta M + 0.048 \Delta B + 53.5 \Delta P + 7.25 \Delta C &= \Delta\alpha \\
 4.80 \Delta H - 28.75 \Delta M + 0.291 \Delta B + 308.3 \Delta P + 19.5 \Delta C &= \Delta\beta \\
 -1.50 \Delta H + 0.0 \Delta M + 0.016 \Delta B - 5.4 \Delta P - 2.5 \Delta C &= \Delta\gamma \\
 -42.9 \Delta H + 6.75 \Delta M - 0.0 \Delta B - 8.25 \Delta P + 8.0 \Delta C &= \Delta\delta \\
 16.0 \Delta H + 7.75 \Delta M - 0.212 \Delta B - 45.0 \Delta P - 70 \Delta C &= \Delta\zeta \\
 &\dots (4.2.2)
 \end{aligned}$$

上記の5元5列の連立方程式を解くことにより、必要な当たり修整指標の値(ΔH 、 ΔM 、 ΔB 、 ΔP 、 ΔC)を求めることができる。算出された当たり修整指標の値から歯切り盤の段取り修正値への換算は、表4.2.2に記載した個々の歯当たり修整指標の値と段取り修正値との対応表を用いて行うことができる。

なお、前節の大歯車の場合には、圧力角の平均値を表す式(式4.1.2)を除外して計算する方法を提案したが、これは単一の Cutter で歯溝の両側歯面を同時に加工するため、Cutter に起因する圧力角の平均値の誤差を歯切り盤の段取りで修正することが原理的に不合理なためであった。これに対し、小歯車については両側歯面が別個に加工されるため、Cutter に起因する圧力各誤差についても段取りによって修正が可能であることから、上記の方法が成立する。

表4.2.5は、先の表4.2.3で示した当たりバイアス修整90min.を施して歯切りした歯車の凸側歯面の歯面形状測定データを用いて、正規段取り条件で歯切りした歯車の精度に合致させるために必要な歯当たり修整指標の値を、式(4.2.2)を用いて算出した結果である。算出された歯当たり修整指標の値を見ると、当たりバイアス値が-90.8min.となっており、試験歯車を歯切りしたときの修整の値とほぼ一致している。他の指標項目の値は小さく、バイアス修整のみでは目標の精度が得られると推測される。

表4.2.5 歯面形状精度の必要修正量から連立方程式の解として求めた歯当たり修整指標値

歯面形状必要修正量		歯当たり修整指標値算出結果	
$\Delta \alpha$ (min.)	-5.95	ΔH (inch)	0.003
$\Delta \beta$ (min.)	-27.05	ΔM (mm)	0.027
$\Delta \gamma$ (μm)	-1.5	ΔB (min.)	-90.8
$\Delta \zeta$ (min.)	0.35	ΔP (inch)	-0.001
$\Delta \delta$ (μm)	18.0	ΔC (inch)	0.022

4.2.4 まとめ

創成歯切り方式の小歯車について、グリーンソン社から提示されている歯当たり修整指標の個々の項目(当たり位置修整、当たり深さ修整、当たりバイアス修整、当たり幅修整、当たり長さ修整)について、通常考えられる範囲で、それぞれ単独に修整を実施して歯切りを行ない歯面形状を測定した。

(1) 従来経験的に取り扱ってきた、歯当たり修整指標の歯面形状精度に及ぼす影響を、定量的に解明し、当たり位置修整、当たり深さ修整、当たり長さ修整については、

それぞれ歯筋のねじれ角、歯形の圧力角、歯筋のクラウニングに対して主に影響を及ぼし、他の精度項目についての影響度は低いことが判明した。一方、当たりのバイアス修整と当たり幅修整については、歯筋のねじれ角以外の精度項目に複雑な影響を及ぼすことが判明した。(2) 個々の歯当たり修整指標の変更量と、歯筋、歯形状特徴量の変化の関係は、試験の範囲内では直線的であり、歯当たり修整指標と歯面形状精度の関係を定量的に把握することができることを明らかにした。この事実に基づき、(3) 製作した小歯車の歯面形状測定を行い、目標の歯面形状精度との差の値から、目標の歯面形状精度を持つ歯車を歯切りするために必要な歯当たり修整指標の値を算出し、その指標の値から歯切り盤の段取り修正値を算出できることを示した。

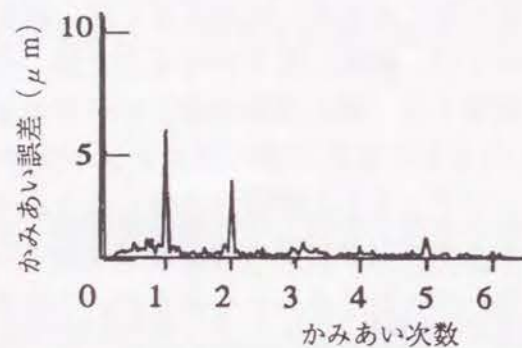
4.3 半端次数振動発生メカニズムに関する考察

グリーンソン方式におけるハイポイドギヤの小歯車は、複数の切れ刃を持つ冠状のCutterの回転により作り出される仮想大歯車により創成歯切り(第1章の図1.2.2参照)されるが、Cutter精度や歯切り盤の創成機構の精度が悪い状態で歯切りされた小歯車については、運転時にかみあい周波数より高い周波数の振動が発生する場合がある。Cutterについては、機械に取りつけられた後、全切れ刃のエッジの位置を回転中心に対し一定に調整する「振れ調整作業」が行われるが、この作業に調整ミスがあったり、歯切り中に何らかの原因で切れ刃エッジの位置に狂いが生じた場合に、小歯車の歯面に「Cutterフラット」と呼ばれる微小なうねりが生じ、それが高周波振動の原因となる。このような高周波振動の周波数については、かみあい周波数の整数倍の周波数(高調波次数)に一致することもあるが、中途半端な周波数(半端次数と呼ぶ)である場合が多い。高調波次数の振動については、かみあい誤差波形が純粹の正弦波形でない場合に発生することは良く理解されているが、半端次数の振動の発生メカニズムについては明確になっていない。このため製作現場において半端次数の振動が検出された場合に、原因解明と対策に混乱を来すことがある。本節では、故意に精度を悪くしたCutterを用いて製作されたハイポイドギヤについて、半端次数の振動の発生状況を調査すると共に、歯面形状測定を行い、半端次数振動発生メカニズムについて考察を行う。

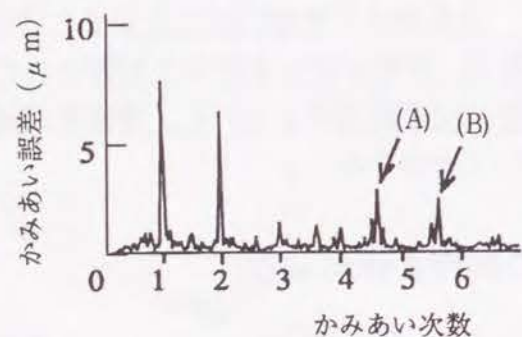
4.3.1 試験品の製作と振動特性

実験には歯数比10×43(歯車A)と8×39(歯車B)の2種類のハイポイドギヤを用いた。いずれも自動車の最終減速装置に使用されている歯車であり、それぞれ表3.2.1と表3.2.4に諸元を示したものである。試験に用いた小歯車の歯切りは、16枚の切れ刃を持つCutterを装着したグリーンソン社の創成歯切り盤#116(図4.2.1参照)により行なった。切れ刃相互の振れを1 μm 以下に調整した場合

と、1個の切れ刃のみを $7\mu\text{m}$ 突出した場合の2条件で試験品を製作した。歯車の振動特性を表すものとしてはかみあい誤差を計測した。図4.3.1は、歯車Aのかみあい誤差の周波数分析結果である。切れ刃振れの無い状態で歯切りした小歯車のデータ(図(a))では、かみあい1次と2次に大きなピークが見られるが、その他には顕著なピークは存在しない。一方、振れを与えて歯切りした小歯車のデータ(図(b))では、1次と2次のピークに加え4.6次と5.6次に約 $3\mu\text{m}$ の振幅を持つピーク(A)と(B)が存在する。次に図4.3.2に示す歯車Bのかみあい誤差の周波数分析結果においては、切れ刃振れの無い条件で切りした小歯車のデータ(図(a))では、1次の大きなピークに加え2次から6次まで整数次に小さなピークが認められる。一方、振れを与えて歯切りした小歯車のデータ(図(b))では、1次のほか4.3次に約 $6\mu\text{m}$ の振幅を持つ大きなピーク(C)が観察される。このように今回のテストに用いた小歯車についてはいずれもカッター振れにより半端次数の成分が発生した。

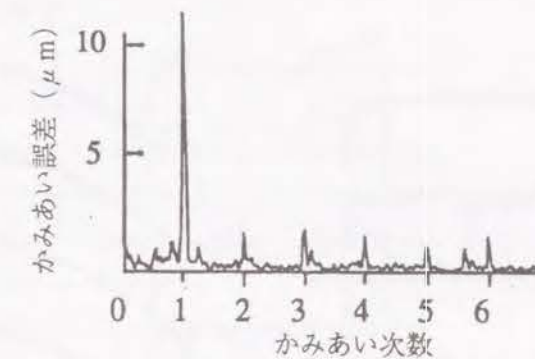


(a) 精度の良いカッターで歯切りした小歯車をかみあわせた場合

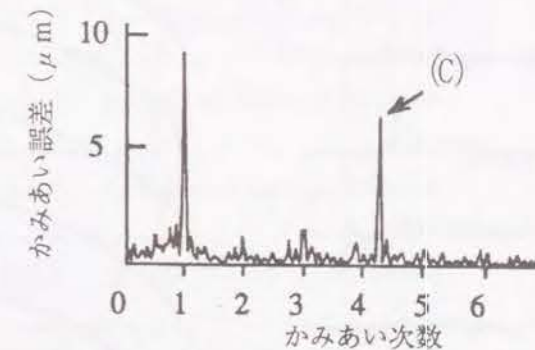


(b) 切れ刃振れのあるカッターで歯切りした小歯車をかみあわせた場合

図4.3.1 かみあい誤差の周波数分析結果(歯車A)



(a) 精度の良いカッターで歯切りした小歯車をかみあわせた場合



(b) 切れ刃振れのあるカッターで歯切りした小歯車をかみあわせた場合

図4.3.2 かみあい誤差の周波数分析結果(歯車B)

4.3.2 歯面形状データを用いた解析

かみあい誤差中の半端次数成分発生原因を究明するため、試験に用いた小歯車の歯面形状を測定した。図4.3.3と図4.3.4は、歯車Aの小歯車の測定データである。図4.3.3の切れ刃振れの無い状態で歯切りした小歯車のデータにおいて、歯形形状(図(a))は基準線(横方向の直線)からの狂いが少なく誤差の小さい形状であり、歯筋形状(図(b))は円弧状のクラウニングを持った滑らかな形状である。また、10枚の各歯における形状の差異は小さい。一方、図4.3.4の切れ刃振れを与えて歯切りした小歯車の歯形形状(図(a))においては、切れ刃の突出量 $7\mu\text{m}$ に相当する高さを持つ5個ほどのうねりが、一個の測定線上に観察される。各歯におけるこのうねりの位置関係について見ると、No.1の歯とNo.2の歯ではうねりの位置に殆ど差異がないが、No.3の歯ではうねりの頂点がNo.2の歯のうねりの谷の位置にあり、約半ピッチのズレのあることが分かる。同様にNo.4以下の歯についても前の歯と約半ピッチのうねり位置のズレが観察される。またNo.10の歯に対するNo.1の歯も同様の関係にある。

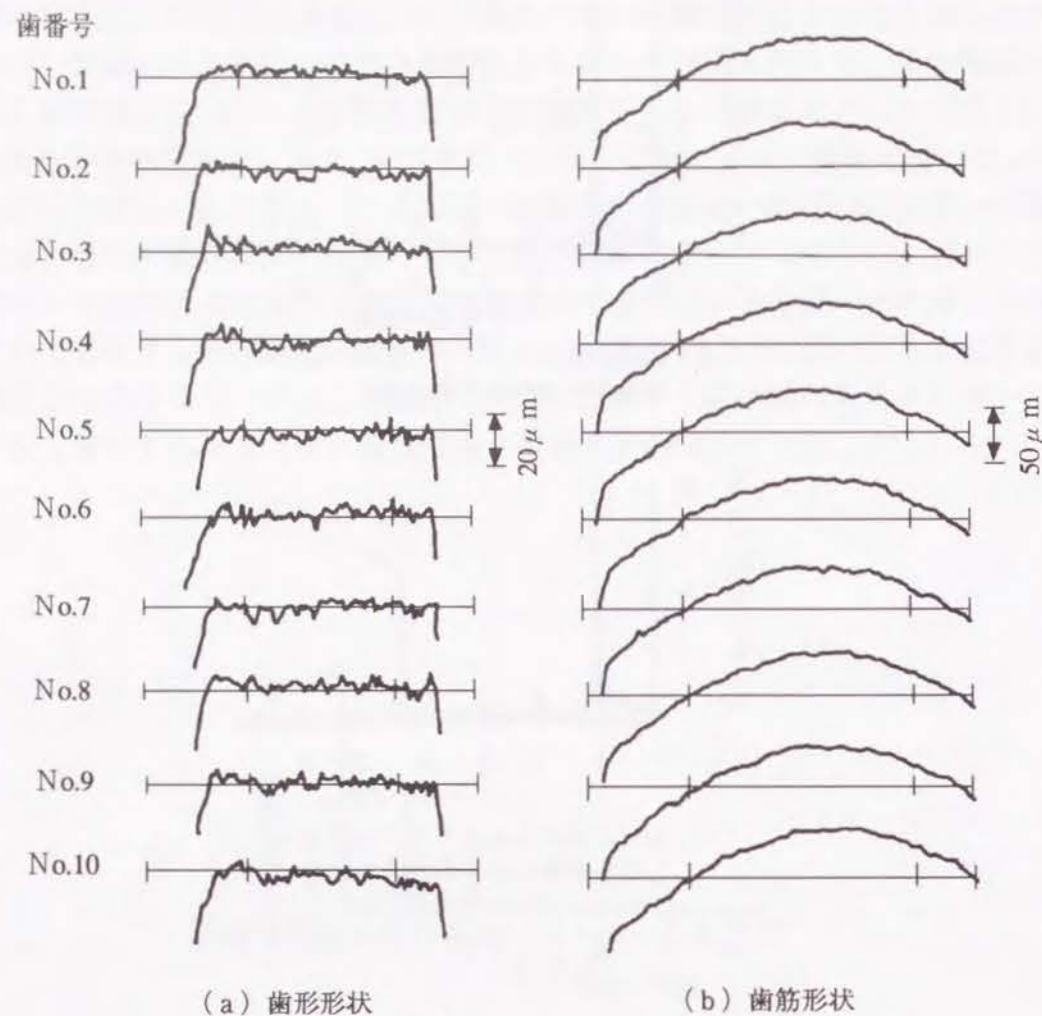


図4.3.3 精度の良いカッターで歯切りした小歯車の歯面形状

以上のことからNo.2とNo.1が、歯切りの開始歯および終了歯であり、その間でうねりの位置が5ピッチほどズレていることから、各歯毎のうねりのズレは、約0.55ピッチであることが分かる。このように歯形形状におけるうねりの位置が歯毎に異なることの原因は、振れを持つ切れ刃のカッター軸回りの回転位置とカッターが保持されている創成機構部の位置関係が、切られる歯毎に徐々にズレを生じるためであり、ズレの大きさは歯切り条件によって決定される。なお図4.3.4 (b)の歯筋形状についても、クラウニングの上に波長の短いうねりが重なっていることが観察される。このように歯形、歯筋形状に現れたうねりは、歯切りメカニズムの上から、図4.3.5の歯面上に示されている同時接触線とはほぼ同一の線に沿って縞状に存在するため、直ちに伝達誤差を生じさせる。この小歯車のかみあい誤差データ (図4.3.1 (b)) において観察された4.6次と5.6次における振幅3 μ mのピーク成分によって形成され

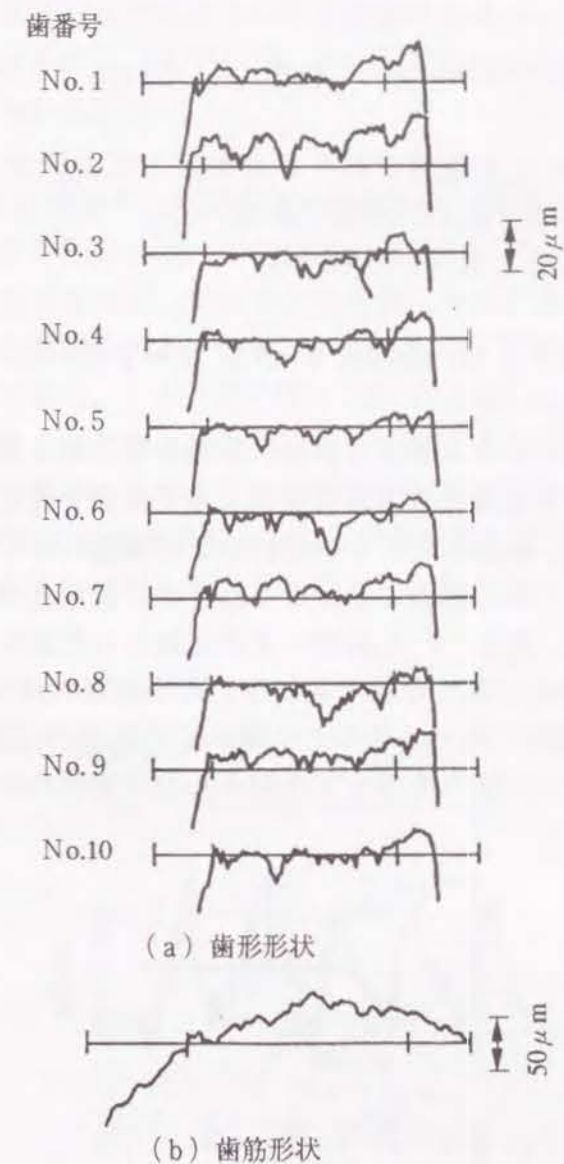


図4.3.4 切れ刃振れのあるカッターで歯切りした小歯車の歯面形状

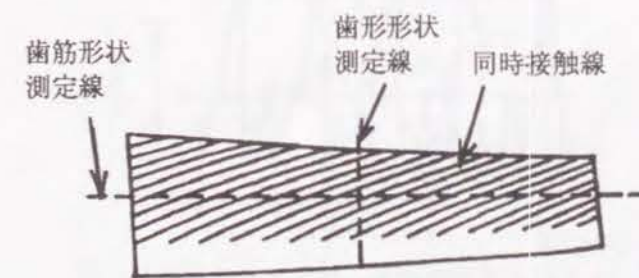


図4.3.5 大歯車歯面上の同時接触線と歯筋、歯形測定線 (歯車A)

る波の高さ y を、振幅が同じである事から、いま下記のように表す。

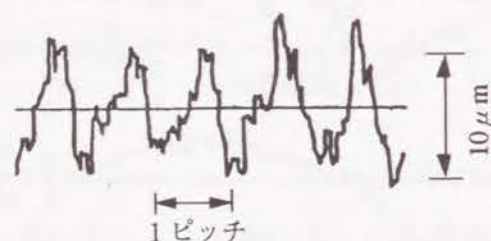
$$y = 1.5 \sin (2 \pi (4.6) x) + 1.5 \sin (2 \pi (5.6) x + \zeta) \quad \cdots (4.3.1)$$

ただし、 x は回転角を表す数値でありかみあい1ピッチが1.0である。またどは、4.6次の波と5.6次の波の位相差である。

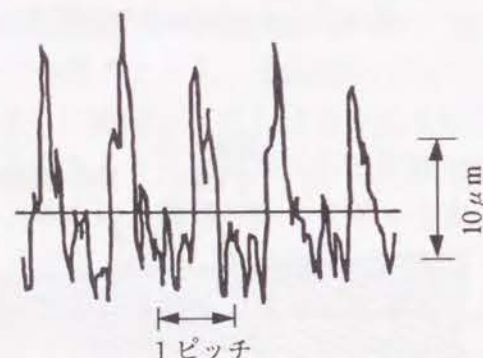
式(4.3.1)を変換すると次式が得られる。

$$y = 3 \cos \{2 \pi (0.5) x + \zeta / 2\} \sin \{(2 \pi (5.1) x + \zeta / 2)\} \quad \cdots (4.3.2)$$

この式は、かみあい1ピッチ中に最大 $6 \mu\text{m}$ の振幅を持つ約5個の波が存在し、その振幅はかみあい2ピッチを周期とする余弦波によって変調を受けたものであることを意味している。すなわち、隣接したピッチにおいては振幅の符号が逆で波形が反転することになり、先に述べた歯形形状におけるうねりの位置が約半ピッチずれることと対応する。図4.3.6は、図4.3.1のデータの元になったかみあい誤差の波形である。図(a)のカッター振れが無い状態で歯切りした小歯車の波形については、1ピッチ毎の三角状の波が支配的であり、その上に乗っている凹凸は顕著なものではない。一方、図(b)のカッターに振れを与えて歯切りした小歯車のかみあい誤差波形を観



(a) 精度の良いカッターで歯切りした小歯車をかみあわせた場合



(b) 切れ刃振れのあるカッターで歯切りした小歯車をかみあわせた場合

図4.3.6 かみあい誤差波形(歯車A)

察すると、1ピッチ内に5山ほどの鋭いピークがあること、その振幅は、上部にあるものが大きく下部にあるものでは小さいことが認められる。すなわち、図(a)で示されたような1ピッチの波に、式(4.3.2)式で表わされる高周波の波が乗ったものであることが理解される。

切れ刃に振れを与えて歯切りした試験品(歯車Bの小歯車)の歯形形状を図4.3.7に、かみあい誤差の波形を図4.3.8に示す。歯形形状において、一部不鮮明なデータしか読み取れない歯はあるが、切れ刃の突出量に相当する高さを持つうねりが、歯形形状の中に3個ほど観察される。またこのうねりの位置は、各歯毎に約0.3ピッチ程ずれていることが分かる。一方、先の図4.3.2(b)における高周波成分はかみあいの4.3次であることから、ある歯において歯形上のうねりの4個と次のうねりの3割までかみあった後に、次の歯にかみあいに移るが、この時次の歯ではうねりの位置が0.3ピッチずれているために、うねりが連続的に存在するような現象となる。このことは図4.3.8において1ピッチ毎の大きな波の上に比較的大きさの揃った鋭

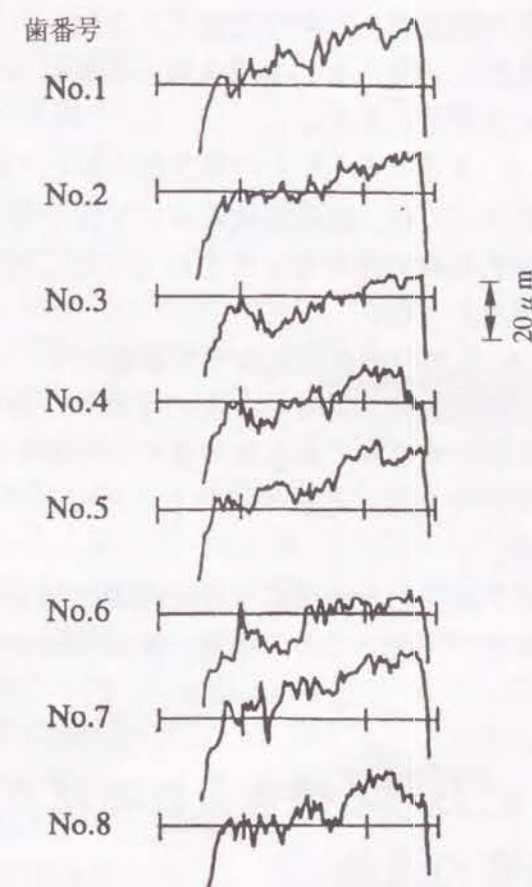


図4.3.7 切れ刃振れのあるカッターで歯切りした小歯車の歯形形状(歯車B)

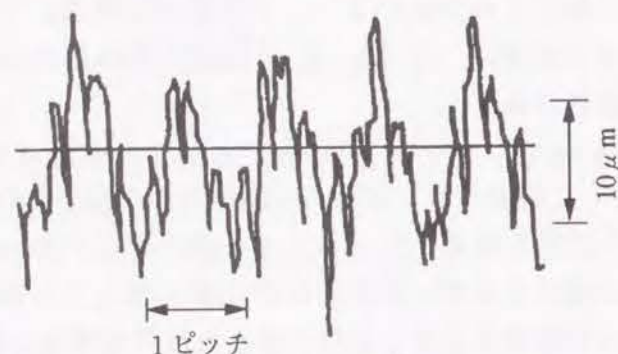


図4.3.8 切れ刃振れのあるカッターで歯切りした小歯車をかみあわせた時の噛みあい誤差 (歯車B)

い小波が連続的に生じていることによって確認される。

4. 3. 3 まとめ

カッターの切れ刃に振れ誤差がある条件で歯切りされたハイポイドギヤにおける噛みあい周波数の高調波次数に一致しない半端次数の振動について、歯面形状測定データから発生メカニズムを明らかにした。

(1) 噛みあい周波数の4.6次と5.6次の周波数において振動のピークを持つ歯数比10×43の歯車Aについては、歯形形状において約5個のうねりが存在し、かつこのうねりの位置が隣接する歯で約半ピッチずれていることから、二つの次数の振動に分解して現れることがわかった。

(2) 噛みあい周波数の4.3次の周波数において振動のピークを持つ歯数比8×39の歯車Bについては、歯形形状において約3個のうねりが存在し、隣合った歯におけるうねりの位置が0.3ピッチずれており次の歯にかみあいが移るときに、うねりによって生じる噛みあい誤差の波形が連続的になることによって4.3次の振動が発生することが確かめられた。

以上のように、第2章で開発した歯面形状測定技術を用いる事により、加工工程における品質不良原因の解析が可能となり、振動、騒音特性の優れた歯車を生産する基礎技術が確立した。

4. 4 歯切りにおける焼き入れ歪補正による振動品質の改善

自動車用ハイポイドギヤは、歯切り後、浸炭焼き入れ工程を経て、ラッピング加工によって歯面が仕上げられる (図1.4.1参照)。ラッピング加工では、かなり取り

代が大きく複雑に歯面形状を修整する能力 (4.5節、4.6節参照) を持つが、小歯車の回転に対し大歯車が一定のブレーキ力を受けて連れ回るなどの加工メカニズムのために、ラッピング前の精度の影響が残存することは避けられない。従って、ラッピング前の歯面形状を精度良く形成する事は極めて重要であり、そのためには浸炭焼き入れによる歪を歯切り時に正確に補正する技術を確立する必要がある。

従来の歯当たり観察法によっては、歪量の正確な把握が不可能であるが、本研究で開発した歯面形状測定法によって、焼き入れ前後に歯面形状を測定する事により、歪量を正確に把握することが出来る。図4.4.1は、歯車騒音の改善が要求されている歯車 (諸元は表4.4.1参照) の焼き入れ後の歯当たりであるが、非常に細長い歯当たり形状であり特に歯丈方向の誤差量が大きいことが推察される。この歯車の歯面形状を分散点方式で測定して等高線表示したデータ (図4.4.2) において、歯丈方向の等高線の密度が高いことが観察され、やはり歯形形状の誤差が大きい事が分かる。図のA-A部の歯形形状を、焼き入れの前と後で測定したところ、図4.4.3に示すように、焼き入れ前の歯形形状 (図(a)) における歯形のクラウニングは1 μmと小さいが、焼き入れ後の歯形形状 (図(b)) では4.5 μmと、焼き入れ歪によって歯形クラウニングが3.5 μm増大している事が判明した。そこで、この焼き入れ歪量を歯切り時に補正するために、4.2節で記述した歯当た

表4.4.1 試験歯車の主要諸元

	小歯車	大歯車
歯数	6	37
外径 (mm)	71.7	267
モジュール (mm)	7.208	
歯幅 (mm)	45	40.6
ねじれ角 (deg.)	46.1	33.4
圧力角 (deg.)	22.9 / 22.1	
オフセット (mm)	25.4	
歯切り法	フォーメイト	



図4.4.1 焼き入れ後の歯当たり

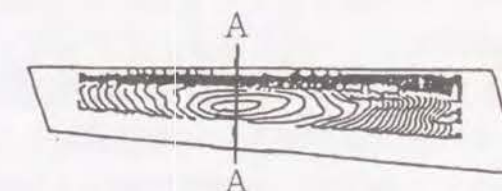
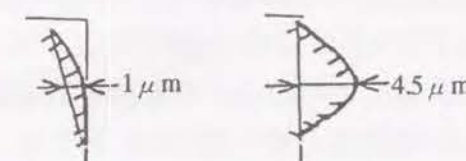


図4.4.2 焼き入れ後の小歯車の歯面形状 (焼き入れ歪補正前)



(a) 歯切り後 (b) 焼き入れ後

図4.4.3 小歯車歯形形状の変化 (焼き入れ歪補正前)

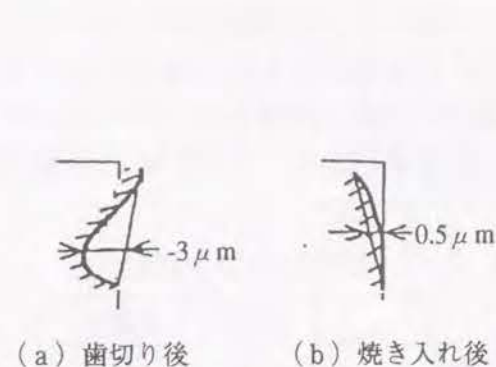


図 4.4.4 小歯車歯形形状の変化
(焼入れ歪補正後)

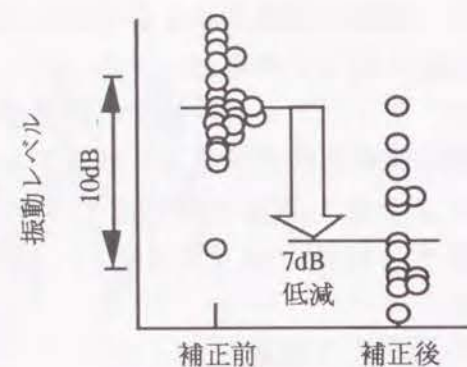


図 4.4.5 焼入れ歪補正前後の最終
減速装置振動レベルの比較

り修整指標の中の「当たり幅修整」を中心とした歯切り盤段取り修正を実施した。歯切り段取り修正後の歯形形状を図 4.4.4 に示す。焼き入れ前の歯形 (図 (a)) については約 $3 \mu\text{m}$ の凹みがあり、狙い通りの形状が得られていることが分かる。また、これを焼き入れした後の歯形 (図 (b)) においては、歯形のクラウニングは、 $0.5 \mu\text{m}$ と微小である。図 4.4.5 は、上記の歯形形状の補正を行う前と後に製造された歯車を最終減速装置に組み込んで振動レベルを調査した結果であるが、焼き入れ歪を補正する歯切りを実施することによって、平均値で約 7 dB の振動レベル低減が得られている。

以上のように、歯面形状測定技術を用いることによって、焼き入れ歪量を正確に把握し、把握した歪量を精度良く補正する歯切り段取り修正値を追求する事が可能になった。

4.5 ラッピングによる歯当たり位置調整機能の解析

第 1 章 1.4 節に述べた通り、焼き入れ後の大小両歯車対をかみあわせて擦り合わせるラッピング加工は、ハイポイドギヤに特有の仕上げ加工法として極めて重要なものであり、その歯面形状調整機能を明らかにする必要がある。実験に使用した小歯車軸揺動方式のラッピング盤の機構を図 4.5.1 に示す。被加工歯車対は、大歯車軸側に連結されたブレーキ装置により一定の負荷を受けながら、小歯車軸側の駆動モーターにより一定の回転速度で回転する。この時歯面に振り掛けられる油の中の砥粒によって、歯面上の接触点が摩滅されることにより歯面の加工が行われる。歯車対が組み付け位置誤差を持つ場合は、第 2 章 2.5 節で述べたように、歯車対の歯面形状に、組み付け位置誤差によって生じる等価歯面誤差が加算された実働歯面誤差形状によって、歯面上の接触点が決定される。ラッピング盤では、かみあう歯車に組み付け位置誤差を与える機構を有しており、組み付け位置誤差の与え方を調整する事によって、ラッピングによる歯面上の摩滅量の分布状態を制御し、ラッピング後の歯面形状を調

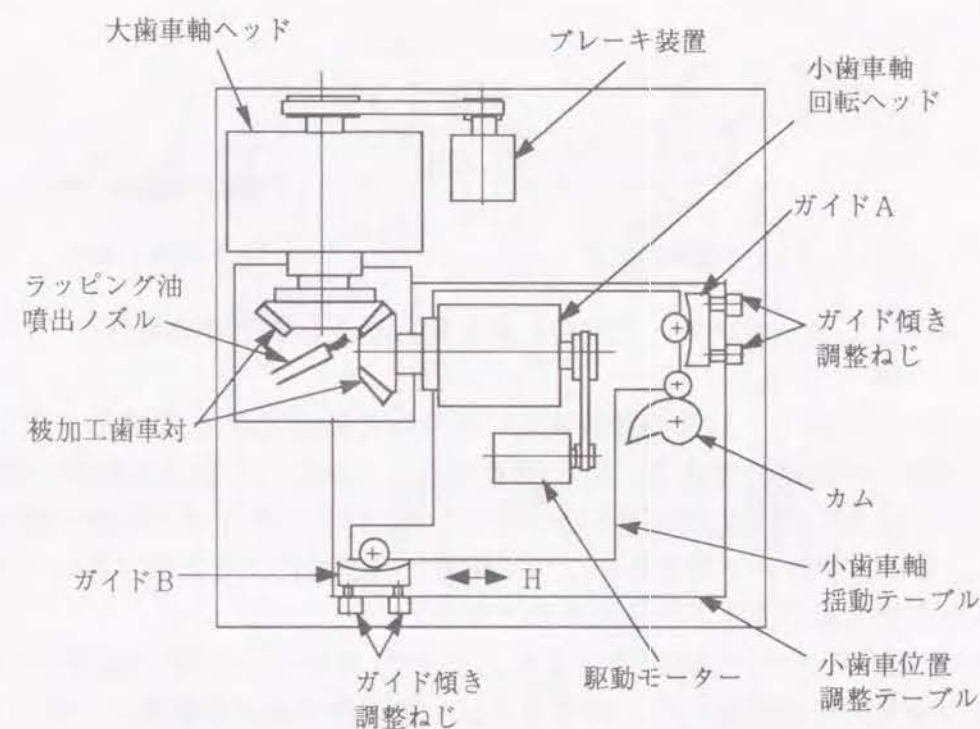


図 4.5.1 小歯車軸揺動方式ラッピング盤の構成

整することが出来る。ただし、接触点の位置はラッピング前の歯面形状によって左右されるため、ラッピング前の歯面形状がラッピング後の歯面形状に影響を与えることは自明である。

本ラッピング盤では、まず、小歯車の組み付け位置とオフセット量を設定位置に段取りセットするために、小歯車位置調整テーブルが図の左右方向に、大歯車軸ヘッドが紙面に垂直方向に、調整可能な構造となっている。さらに、ラッピング加工中に小歯車軸の位置を連続的に変動させるために、小歯車回転ヘッドを搭載している揺動テーブルが、カムの揺動回転に連れて A と B のガイド面に規制された動きをするよう構成されている。すなわち、カムによる図の上下方向の移動量 (リフト量と呼ぶ) に比例して小歯車軸の傾きが生じ、A のガイドに傾きが与えられている場合には軸方向の移動量が発生する。従って、カムの揺動角度幅の設定によって小歯車軸の軸角移動量が決定され、A のガイドの傾きの設定によって、小歯車軸の軸角移動に対する軸方向移動の比例定数が決定される。ラッピング後の歯当たりに対し、カム揺動角度幅が当りの長さを左右し、A ガイドの傾き量が当りのバイアス傾向を左右することが経験的に知られ、それらを適切に段取り設定する事が、ハイポイドギヤ生産における重要なノウハウとなっている。なお B のガイド面の傾きは、大小両歯車の歯面のバックラッシュが適当な値に維持されるように段取り設定される。

上記の機構によって実現される小歯車軸の動きと、それによって生じるラッピング中の歯当たりの変化を図 4.5.2 に示す。小歯車軸は、設定位置 C からまず外端当たり

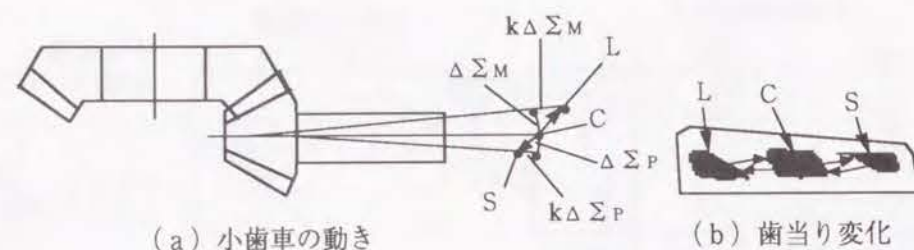


図 4.5.2 ラッピング時の小歯車軸の動きと歯当りの変化

位置 L に向けて移動し、L に到着後直ちに反転して設定位置 C に戻る。次いで、内端当たり位置 S に向けて移動し、S に到着後直ちに反転して設定位置 C に戻る。この 1 サイクルは 30 秒程度の時間を掛けて行われ、通常 5 サイクル程度の繰り返しが行われる。なお、サイクルが進むにつれて歯面形状が変化するため、各サイクルにおける歯当たりの状況は逐次異なったものとなる。

図 4.5.3 は、ラッピング段取りを変えたときの、ラッピング時の歯当たりと、ラッピング後の歯当たりを調査した一例である。小歯車軸の軸角移動幅の大小 2 水準と、A ガイドの傾きの大小 2 水準を組み合わせ、4 種の段取りを設定した。軸角移動幅大の条件 A、条件 B を、軸角移動幅小の条件 C、条件 D と比較すると、軸角移動端における二つの歯当たりの間隔に顕著な差がある。条件 A、条件 B では内端と外端に接する位置まで歯当たりの間隔が広がっているのに対し、条件 C、条件 D では二つの当たりが接近している。このことから、条件 C、条件 D では、条件 A、条件 B に比べ歯面の中央部が重点的に削り取られ、歯筋方向のクラウニングが小さくなる事が予想される。これは、ラッピング後の V H 方式の歯当たり測定（第 2 章第 1 節参照）のデータにおいて、条件 C、条件 D では当たりの長さが大で V H 測定の ΔV 値が小さい事に表れている。つぎに、軸方向移動の比例定数小の条件 A、条件 C に対し定数大の条件 B、条件 D では、軸角移動端における歯当たりの歯丈方向の位置に差がある。すなわち、条件 A、条件 C では外端側の当たりが歯元寄りであり内端側の当たりが歯先寄りであるのに対し、条件 B、条件 D では軸角移動端における当りは歯丈の中央部にある。条件 A、条件 C はいわゆるバイアスイン傾向の歯面を得るための段取り条件であり、ラッピング後の歯当たりのバイアス比 $(\Delta V / \Delta H)$ が 1.5 と大きな数値になっていることに表れている。以上のように図の条件では、歯当たりの長さやバイアス比を変えることが出来たが、さらに小歯車軸角の内端当たり位置への移動幅 $\Delta \Sigma_P$ と外端当たり位置への移動幅 $\Delta \Sigma_M$ (図 4.5.2) の比率を変えてラッピング時の歯当たりを全体的に内端側または外端側へ移す事により、ラッピング後の歯当たりの歯幅方向の位置を調整することができる。

このように、ラッピング加工においては段取り条件の設定によってラッピング後の歯面形状を相当に調整する機能があり、適切な条件を設定する事は極めて重要である。しかし従来は、熟練技能者が、上記で述べた程度の漠然とした情報と経験および勘に

ラッピング条件	ラッピング時の歯当たり	ラッピング後の歯当たり			
		組付け位置歯当たり			
		$\frac{\Delta V}{(\Delta V / \Delta H)}$			
記号	軸角移動幅	軸移動比例定数	設定位置	軸角移動端位置	組付け位置歯当たり
A	大	小			$\frac{0.18\text{mm}}{1.5}$
B	大	大			$\frac{0.18\text{mm}}{0.64}$
C	小	小			$\frac{0.06\text{mm}}{1.5}$
D	小	大			$\frac{0.06\text{mm}}{0.6}$

図 4.5.3 ラッピング時およびラッピング後歯当りに及ぼすラッピング条件の影響調査例

頼って試行錯誤的に条件設定を行っているのが実態である。

しかし、本研究で開発した歯面形状測定技術を用いることによって、ラッピングによる歯面形状調整機能を解析的に取り扱うことが可能となり、より良い段取り条件の設定ができると期待される。本節および次節では、それぞれラッピングの歯当たり位置調整機能とバイアス調整機能に関する実験を行い、各機能の効果を解析する。

歯当たり位置調整機能に関する実験には、先の表2.3.1に示す諸元を持つ歯車を用いた。まず、4.2節で記述した歯当たり位置修整法を適用して、4水準の試験歯車を製作した。これらの歯車は、図4.5.4の最上段のラッピング前歯当りに示すように、(a)の内端抜けから、(d)の外端抜けまで、歯当たり位置が相当に異なったものである。ラッピングは、図の左端に示す5条件で行った。各条件は、角度移動幅 $\Delta\Sigma_p$ と $\Delta\Sigma_m$ の加算値を同一として、両者の比率を一定量ずつ変えたものである。条件Dは、 $\Delta\Sigma_p$ と $\Delta\Sigma_m$ の比率が等しい場合であり「同一位置」条件と呼ぶ。条件Cから条件Aに向かうに従って $\Delta\Sigma_m$ の比率を順次増大しており、条件Cを「内端寄せ小」条件、条件Bを「内端寄せ中」条件、条件Aを「内端寄せ大」条件と呼ぶ。逆に条件Eは $\Delta\Sigma_p$ の比率を増大したものであり「外端寄せ」条件と呼ぶ。なお、条件Aから条件Eまで条件の比率変更は等間隔である。ラッピング試験の対象となる組み合わせとしては、歯当たりの4水準とラッピングの5条件で20個となるが、図においてラッピング後の歯当たりが空白の組み合わせについては現実的でないため試験品を製作していない。

ラッピング後の歯当たりを観察すると、条件Dでラッピングした歯車の歯当たりでは、最上段のラッピング前の歯当りに比べ歯幅方向の長さが大きくなっているが、位置については水準(c)のものがやや内端側へ移動している他は目だった変化は無く、「同一位置」条件に相応した結果となっている。条件C、B、Aでラッピングした歯車では、条件Dに比べ歯当たりが順次内端側へ寄っていると共に、当たりの歯幅方向の長さが順次小さくなる傾向が見られる。一方、条件Eでラッピングした歯車では、条件Dに比べ当たりの長さがさらに大きく、当たりの中心が外端側へ寄っていることが観察される。

図4.5.5は、ラッピング試験前後の歯面形状とかみあい誤差データを示したものである。歯面形状は分散点方式で測定したデータから相対歯面誤差を等高線表示したものであり、かみあい誤差は片歯面かみあい誤差測定機による値である。ラッピング後の歯面形状における等高線の密度は、いずれの試験条件においても、最上段のラッピング前の歯面形状における等高線の密度に比べ相当に低くなっており、ラッピングによって歯面全体の誤差量がかなり低減していることが分かる。ラッピング前歯当たり水準毎の各列の測定データを見ると、ラッピング後の歯面形状における最突部（等高線表示した誤差形状中の最も突出した部分）の位置は、ラッピング条件Aからラッピング条件E（すなわち、各列の下方）に行くに従って外端の方向に移動する傾向が見られ、ラッピング条件による歯当たり位置調整能力を定量的に理解することができ

ラッピング前歯当たり水準	(a) 内端抜け	(b) 内端寄り	(c) 外端寄り	(d) 外端抜け	
ラッピング条件	A 内端寄せ大	B 内端寄せ中	C 内端寄せ小	D 同一位置	E 外端寄せ

図4.5.4 ラッピング試験前後の歯当たり調査結果

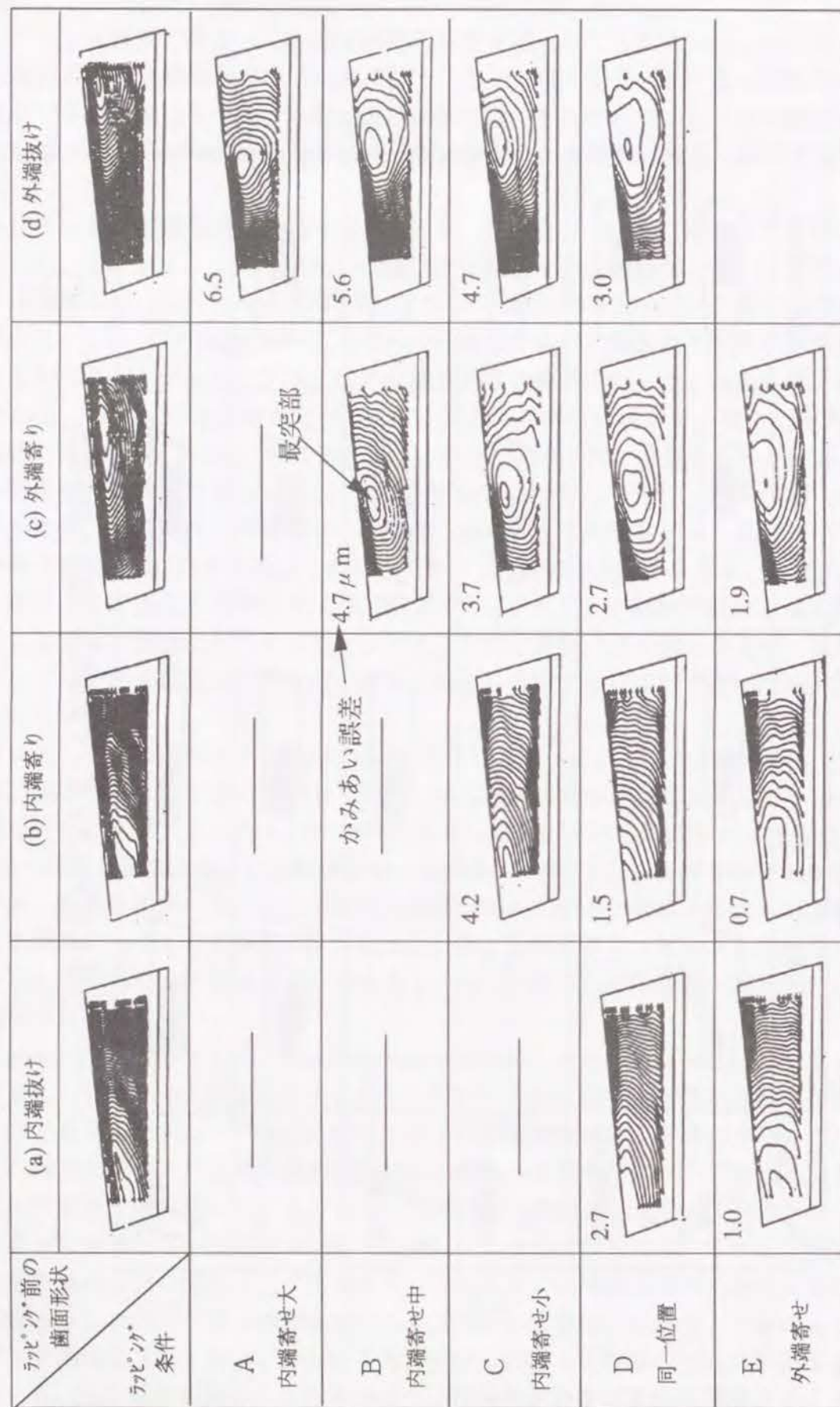


図4.5.5 ラッピング試験前後の歯面形状とかみあい誤差調査結果

る。また、最突部近傍の等高線の密度については下方の方が疎らになっており、歯面誤差量の小さい傾向が表れている。この傾向は、図中に示したかみあい誤差の値が、下側の方が小さい傾向と一致している。かみあい誤差を整理して図4.5.6に示したが、ラッピング条件の影響が非常に大きく、図の右側のE条件（外端寄せ条件）に近づくほど誤差量が小さくなっていることが分かる。一方、ラッピング前歯当たり位置の水準の影響は、それほど顕著ではないが外端寄りの方がやや誤差が大きい傾向が見られる。

図4.5.7は、この歯車を組み込んだ最終減速装置の振動レベル（測定法は、図3.1.5参照）測定結果を示したものである（軸については、凡例参照）。ラッピング前の歯当たりの水準（c）と水準（d）については、ラッピング条件にかかわらず振動レベルが高く、ラッピング前歯当たりを外端寄りにすることは歯車騒音上不利であることがわかる。水準（a）と水準（b）では全体的に振動レベルが低い。ラッピング条件Cと条件Dでは軽負荷域の振動レベルがやや高い傾向を示している。軽負荷域の振動レベルはラッピング条件Eの場合に最も低くなっている。これは、かみあい誤差が最小レベルとなる条件と一致している。

大歯車凹側歯面では、車両の使用条件より、特に軽負荷条件における振動レベルが小さいことが要求される事から、以上の結果よりラッピング前歯当たり水準（b）とラッピング条件Eを生産ラインの条件として設定した。

以上、ラッピングによる歯当たり位置調整機能の効果を、第2章で開発した歯面形

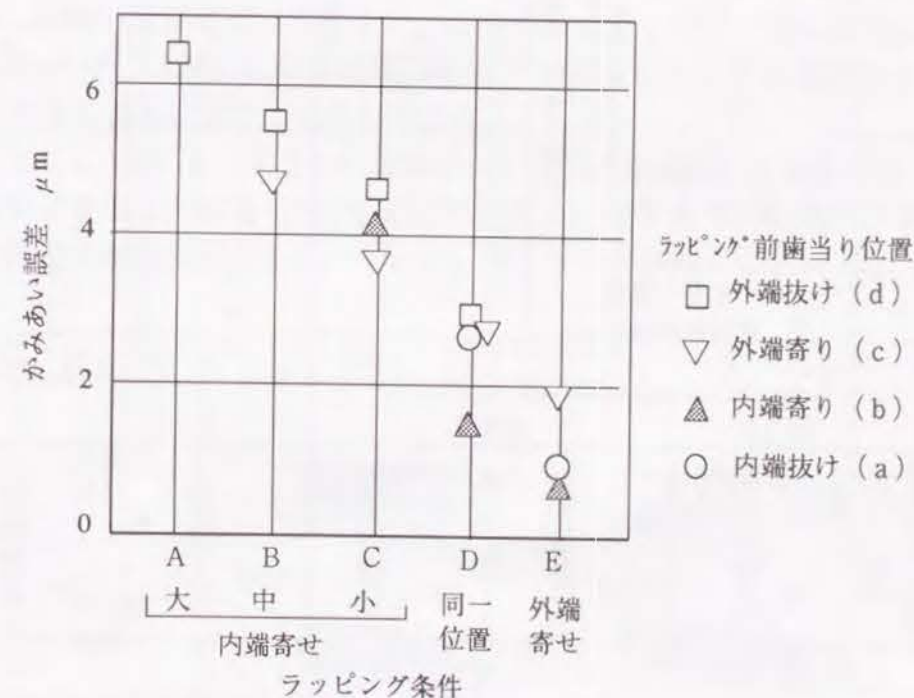


図4.5.6 かみあい誤差に対するラッピング前歯当たり位置とラッピング条件の影響



図 4.5.7 最終減速装置振動レベル調査結果

状測定技術を用いることにより、定量的に把握することができた。その結果、小歯車軸の軸角移動量を調整し、当たりをやや外端側に移動させるような条件が歯面形状誤差を小さくし、かみあい誤差と最終減速装置の振動レベルにおいても良好であることが分かった。今後の研究によって歯面形状と振動レベルを解析的に対応づけることができれば、さらに充実した加工条件の追求が可能になると期待される。

4.6 ラッピングによるバイアス調整の解析

前節で述べたように、小歯車軸揺動方式のラッピング盤では、小歯車軸の軸角移動量に対する軸方向位置移動量の比例定数の値を選ぶ事によってラッピング後の歯面のバイアス傾向を変えることができる。この比例定数の設定は熟練技能者の経験と勘に頼っているが、本節の研究では、開発した技術を用いて適正条件の設定法を研究する。

まず、ラッピングを行う歯車について分散点方式で歯面形状を測定し、それをラッピング盤に取り付けてラッピングする時の実働歯面形状を、第2章2.5節で記述した手法を用いて算出する。ラッピング時の小歯車軸の軸角移動の両端部において算出した実働歯面形状を図4.6.1に示す。黒く塗りつぶした部分が最突部（等高線表示した誤差形状中の最も突出した部分）を示すが、条件Aでは内端歯先部と外端歯元部に最突部が現れており、条件Bでは内端および外端の歯丈中央部に最突部が現れている。これらの状況は、それぞれ前節の図4.5.3におけるバイアスイン狙いの条件Aとバイアスアウト狙いの条件Bの角度移動端の歯当たりの様子に酷似している。このように、実働歯面形状算出技術を用いる事によりラッピング時の歯当たり状況をシミュレーションし、歯面上の重点的に摩滅する領域を予測する事ができ、適正なラッピング条件の追求に役立てる事ができる。

図4.6.2(a)は、A、B二つの条件でラッピングを実施した歯面形状を測定し、相対歯面形状を算出した結果を示す。歯面形状の上には1ピッチ間隔の2本の同時接触線とその間の接触点の軌跡を描いている。ラッピング条件Aにおいては、歯面の中

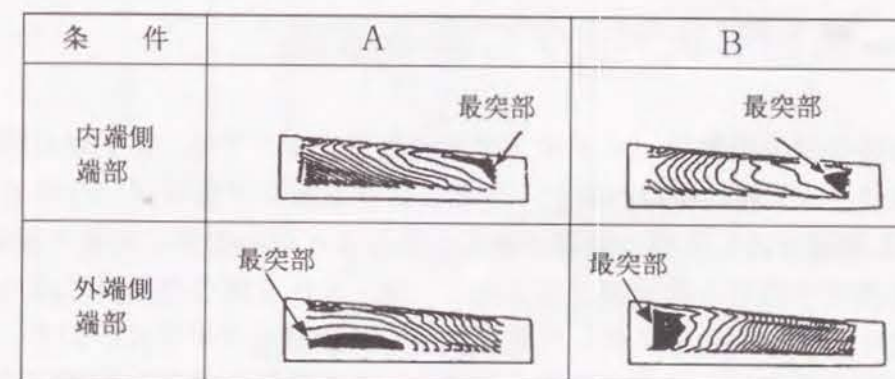


図 4.6.1 ラッピング加工時の小歯車軸角度移動端における実働歯面形状

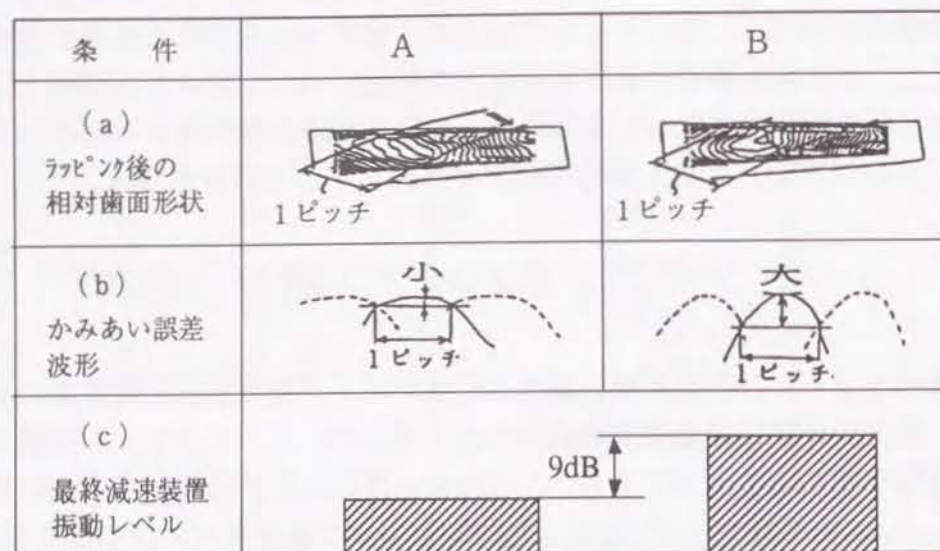


図 4.6.2 ラッピング後の相対歯面形状とかみあい誤差波形
および最終減速装置振動レベル

中央に表れている最突部近傍の等高線は同時接触線に直角方向に長い長円形状で、2本の同時接触線間の等高線は1個のみであり、1ピッチ間の誤差量が極めて小さい事が分かる。一方、条件Bでは、最突部近傍の等高線の形はむしろ同時接触線に平行な方向に長い傾向であり、2本の同時接触線間の等高線の数5個と多く、歯面誤差量が多い事が分かる。歯面誤差形状から算出したかみあい誤差波形(図(b))においても、条件Aの方が条件Bに比べかみあい誤差がかなり小さくなっている。両条件で製作した歯車を最終減速装置に組み込んで振動レベルを測定したところ、条件Aの歯車の方が条件Bの歯車に比べ9dBレベルが小さく、かみあい誤差の大小と対応した結果である事が確認された。

4. 7 生産工程における振動品質ばらつき要因の 歯面形状データによる考察

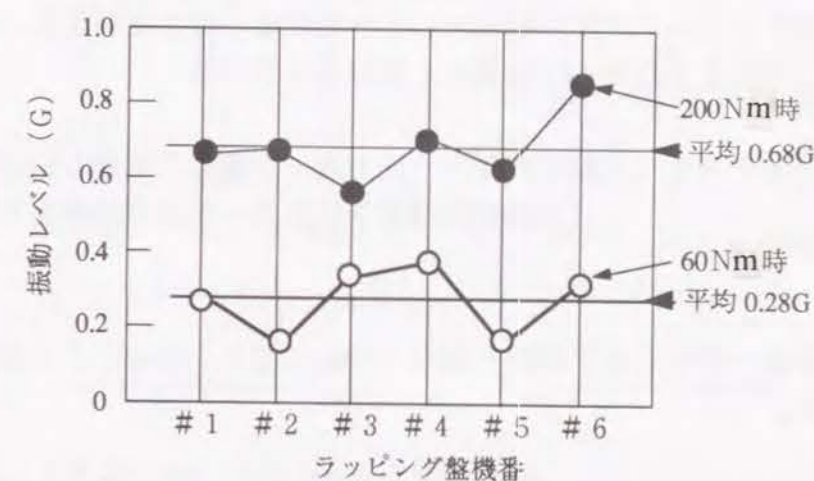
自動車の最終減速装置用ハイポイドギヤの生産ラインでは、第1章の図1.4.1に示したように、一工程に複数の歯切り盤およびラッピング盤が用いられることが一般的である。各機械は同じ品質の歯車が加工されるよう同一条件に段取り設定されるが、機械の個体誤差や段取り設定誤差によって、加工される歯車の品質にばらつきが生じる。本節では、表2.4.1に示した諸元を持つハイポイドギヤについて、生産ラインにおける振動品質のばらつきの実態を調査し、その要因を歯面形状測定技術を用いて解析する。

調査の対象とした生産ラインでは、大歯車の歯切りラインは単一であるが、小歯車の

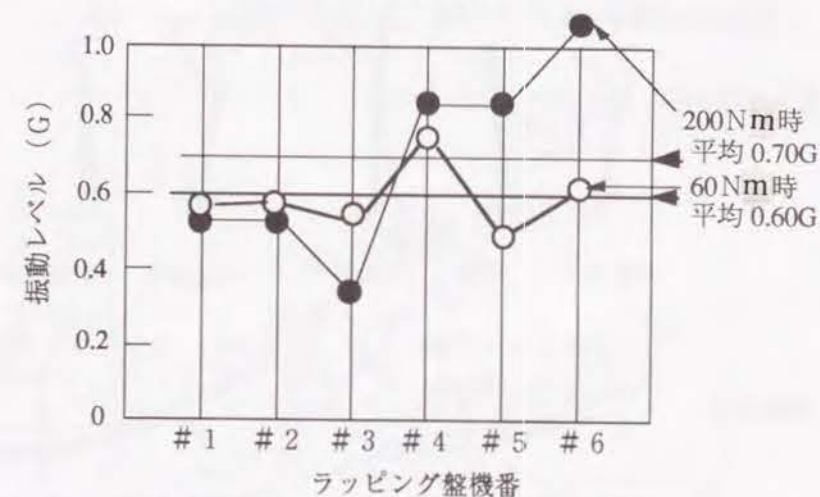
歯切りラインは2列で、ラッピング盤は6台が使用されている。小歯車の各歯切りラインからそれぞれ18個の歯車を抽出し、6台のラッピング盤によって各歯切りラインで製作された3個ずつの歯車を加工した。

製作された歯車について、歯筋、歯形形状を測定した後に、最終減速装置に組み込み振動レベルを測定した。振動レベル測定時の負荷トルクとしては、軽負荷条件として60Nm、高負荷条件として200Nmの2条件である。

図4.7.1は、最終減速装置の振動レベル測定結果を、歯切り盤別、ラッピング盤別に表したものである。なお各データは、同一条件の3個の歯車のデータの平均値を使用した。第1ラインで歯切りされた歯車のデータ(図(a))と第2ラインで歯切りされた歯車のデータ(図(b))には大きな差異があり、歯切りラインに相当の差異要因が存在している事が推察される。まず、60Nm時の振動レベルの平均値を見ると第1ライン歯切り品の平均値0.28Gに対し、第2ライン歯切り品の平均値は0.60Gと約2倍



(a) 第1ライン歯切り品



(b) 第2ライン歯切り品

図 4.7.1 最終減速装置振動レベル測定結果
(歯切りライン及びラッピング盤別)

である。また、200Nm時の振動レベルと60Nm時の振動レベルの比率は、第1ライン歯切り品では約2.4倍(0.68G/0.28G)と大であるが、第2ライン歯切り品では約1.2(0.70G/0.60G)と小である。一方、ラッピング盤別については、特に第2ライン歯切り品の200Nm時の振動レベルにおいて顕著な差異が現れている。200Nm時の振動レベルは、ラッピング盤#3では60Nm時の振動レベルより小さいが、#1と#2と#4では60Nm時の振動レベルとほぼ同程度であり、#5と#6では60Nm時の振動レベルよりかなり大である。

まず、歯切りライン別の振動レベルの差異の原因を検討するために、同じラッピング盤#2で仕上げられた両歯切りラインの歯車の歯面形状データ(図4.7.2)を比較すると、大小両歯車の相対クラウニング量(小歯車クラウニング量+大歯車クラウニング量)に顕著な差が見られ、第1ライン歯切り品(図(a))の11 μ mに対し、第2ライン歯切り品(図(b))では19 μ mとほぼ倍の値である。なお、小歯車のクラウニング量が、第1ライン歯切り品では19 μ m、第2ライン歯切り品では25 μ mであり、相対クラウニング量の差に対して小歯車側の寄与度が大きい事が分かる。つぎに歯形についても下記の式で定義する相対バイアス量

$$\begin{aligned} \text{相対バイアス} = & (\text{大歯車内端寄り圧力角} - \text{小歯車内端寄り圧力角}) \\ & - (\text{大歯車外端寄り圧力角} - \text{小歯車外端寄り圧力角}) \\ & \dots (4.7.1) \end{aligned}$$

に差が見られ、第1ライン歯切り品の17min.に対し、第2ライン歯切り品では12min.と小である。

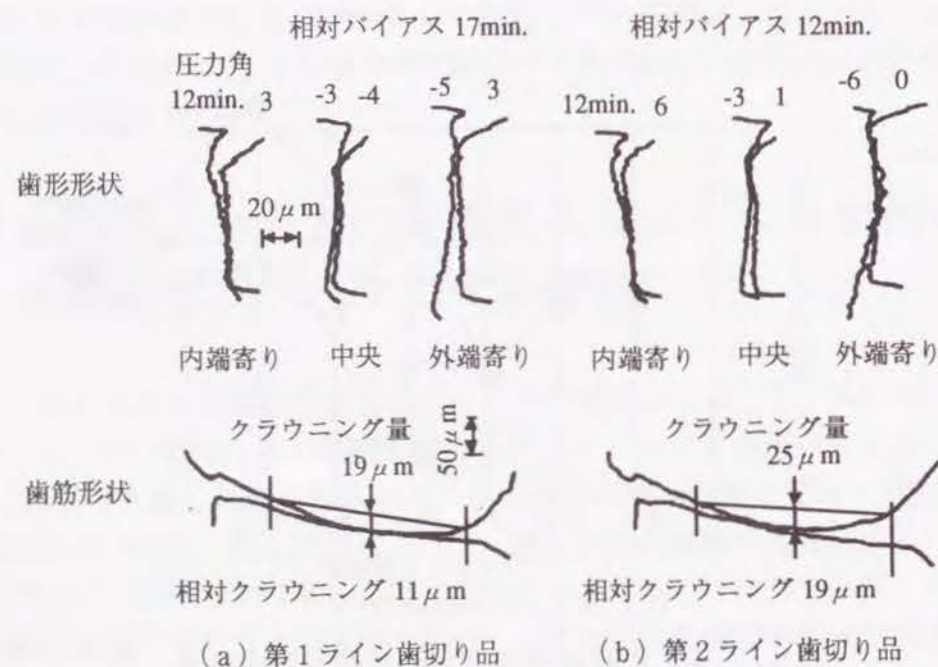


図4.7.2 歯切りライン別ラッピング後歯面形状(ラッピング盤#2)

以上の歯切りライン別の歯面形状の差は、ラッピング前の歯面形状に起因するものと考えられる。すなわち、ラッピング前の歯面形状を示す図4.7.3において、小歯車の歯筋クラウニング量は第1ライン歯切り品の25 μ mに対し第2ライン歯切り品が39 μ m、相対バイアスは第1ライン歯切り品の13min.に対し第2ライン歯切り品ではマイナス3min.であり、いずれの項目についても歯切りライン別の差異は、ラッピング後の歯面形状における差異に対し、傾向が同じで量的にはより大である。

さて、歯切りライン別の歯車において差がある事が検出された歯面形状特徴量に注目し、全体のばらつき幅が大きい60Nm時の振動レベルに関し、歯面形状特徴量との対応関係を調査すると、相対クラウニングについては、比例的な関係が認められ、相対クラウニング量が増加するにしたがって振動レベルが増大する(図4.7.4)。ま

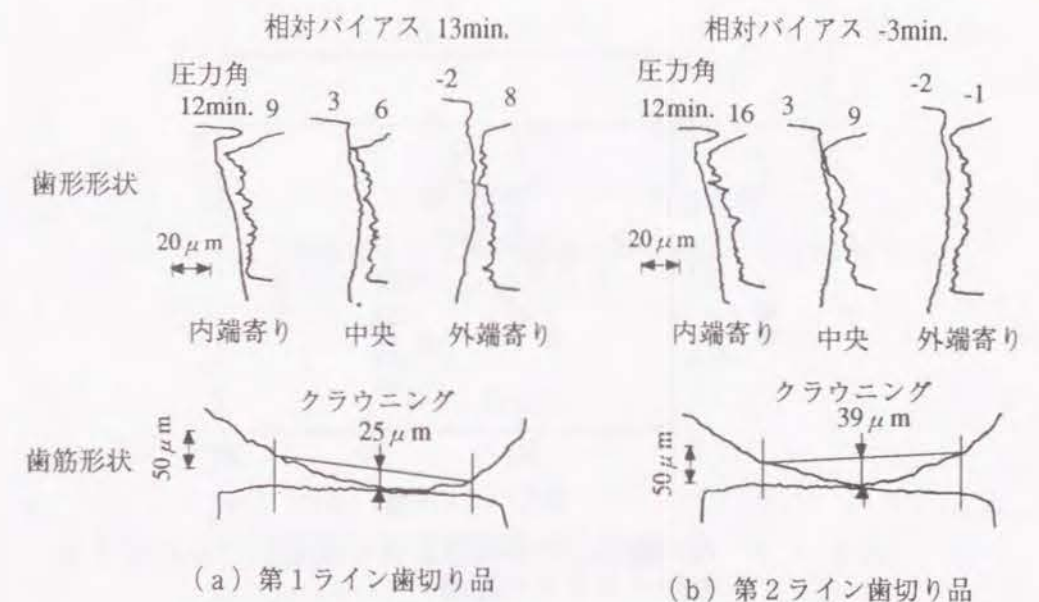


図4.7.3 歯切りライン別ラッピング前歯面形状

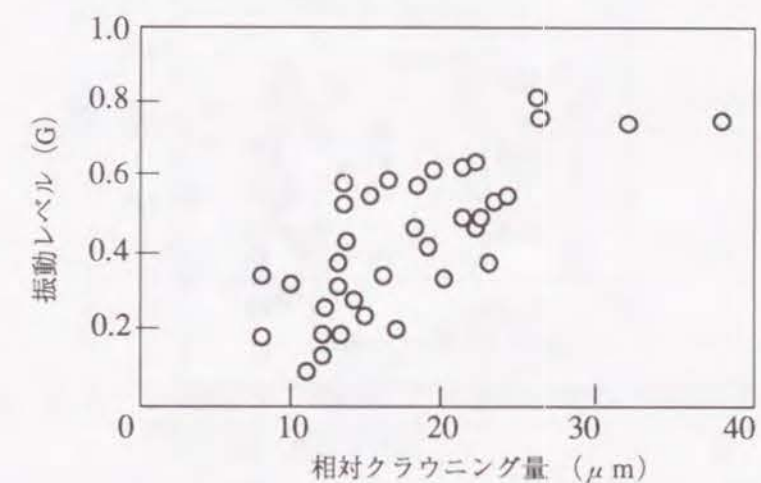


図4.7.4 60Nm時の最終減速装置の振動レベルに対する相対クラウニングの影響

た、相対バイアスについても、ばらつきはやや大きいがバイアス量が多い方が振動レベルが減少する傾向が見られる（図4.7.5）。一方、相対圧力角については、相関は認められない（図4.7.6）。

200Nm時の振動レベルに関しても、相対クラウニングおよび相対バイアスとの対応を調査したが、いずれの項目についても相関が見られないことが判明した（図4.7.7、図4.7.8）。なおバイアスについては、VH方式の歯当たり観察法ではバイアス量が多いと高負荷時の振動レベルが増大するという経験的な知識と合致しない結果であることが注目される。

200Nm時の振動レベルと対応する歯面形状特徴量の手掛かりを得るために、まず第2ライン歯切り品において大きな差異が観察されたラッピング盤No.3とNo.6で仕

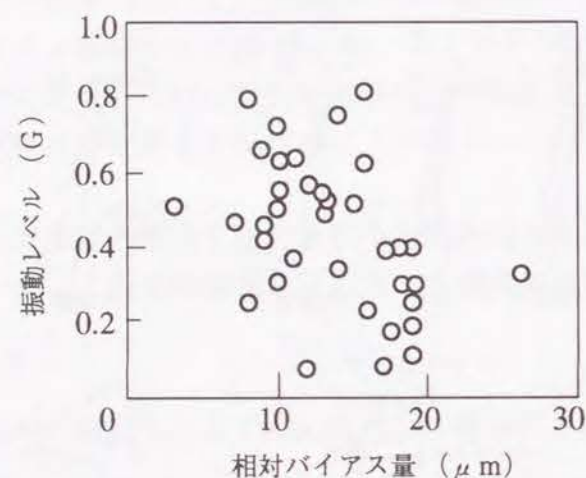


図4.7.5 60Nm時の最終減速装置の振動レベルに対する相対バイアスの影響

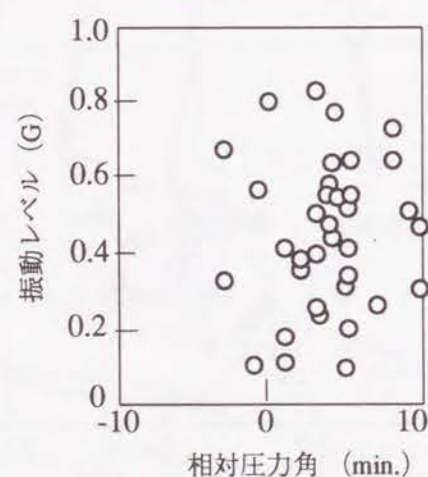


図4.7.6 60Nm時の最終減速装置の振動レベルに対する相対圧力角の影響

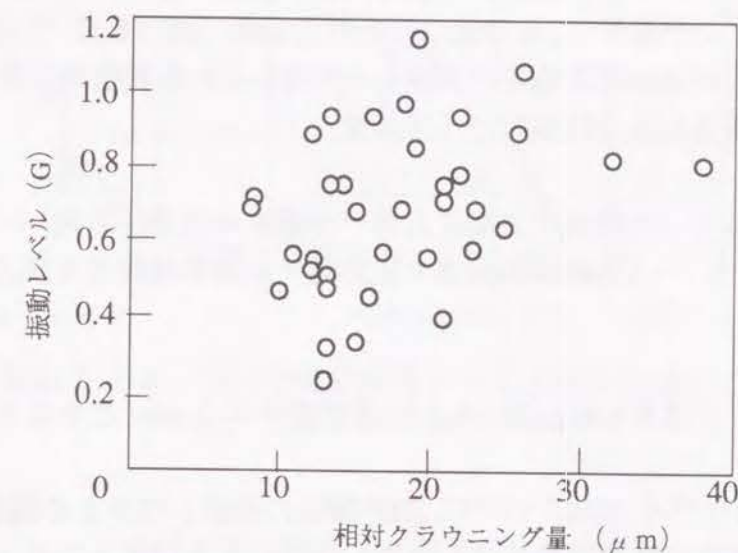


図4.7.7 200Nm時の最終減速装置の振動レベルに対する相対クラウニングの影響

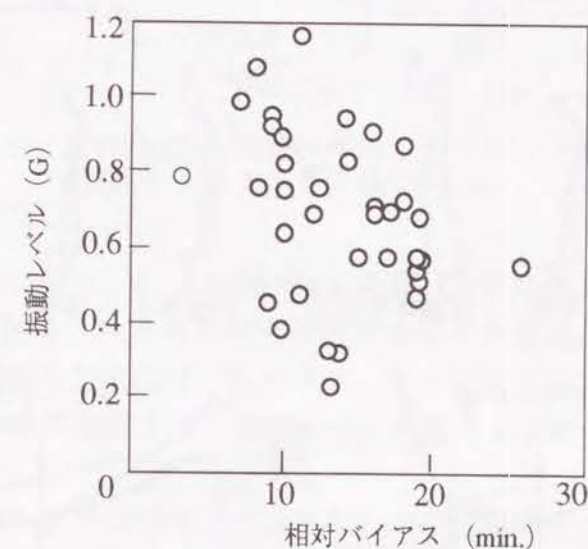


図4.7.8 200Nm時の最終減速装置の振動レベルに対する相対バイアスの影響

上げられた歯車の歯面形状を比較する。図4.7.9に示すように、両ラッピング盤で加工された歯車について、相対クラウニング量と相対バイアス量の差異はわずかである。しかし、中央部歯形と外端寄り歯形に注目すると、ラッピング盤No.3で仕上げられた歯車(図(a))では中央部歯形より外端寄り歯形の方が圧力角差が増大しているのに対し、ラッピング盤No.6で仕上げられた歯車(図(b))では中央部歯形より外端寄り歯形の方が逆に圧力角差が減少している。これを数値的に表現するものとして下記の式で定義される中外相対バイアス量

$$\begin{aligned} \text{中外相対バイアス} = & (\text{大歯車中央部圧力角} - \text{小歯車中央部圧力角}) \\ & - (\text{大歯車外端寄り圧力角} - \text{小歯車外端寄り圧力角}) \\ & \dots (4.7.2) \end{aligned}$$

を取ると、図(a)では6 min.、図(b)ではマイナス3 min.とかなりの差異が存在する。

そこで、この中外相対バイアスについて、200Nm時の振動レベルとの関係を調査する。図4.7.10は、高負荷時の振動レベルのばらつきの大きい第2ラインの歯切り品について、200Nm時の振動レベルと中外相対バイアスの対応関係を示す。中外バイアス量が大きくなるに従って比例的に振動レベルが減少する傾向が観察される。なお、図

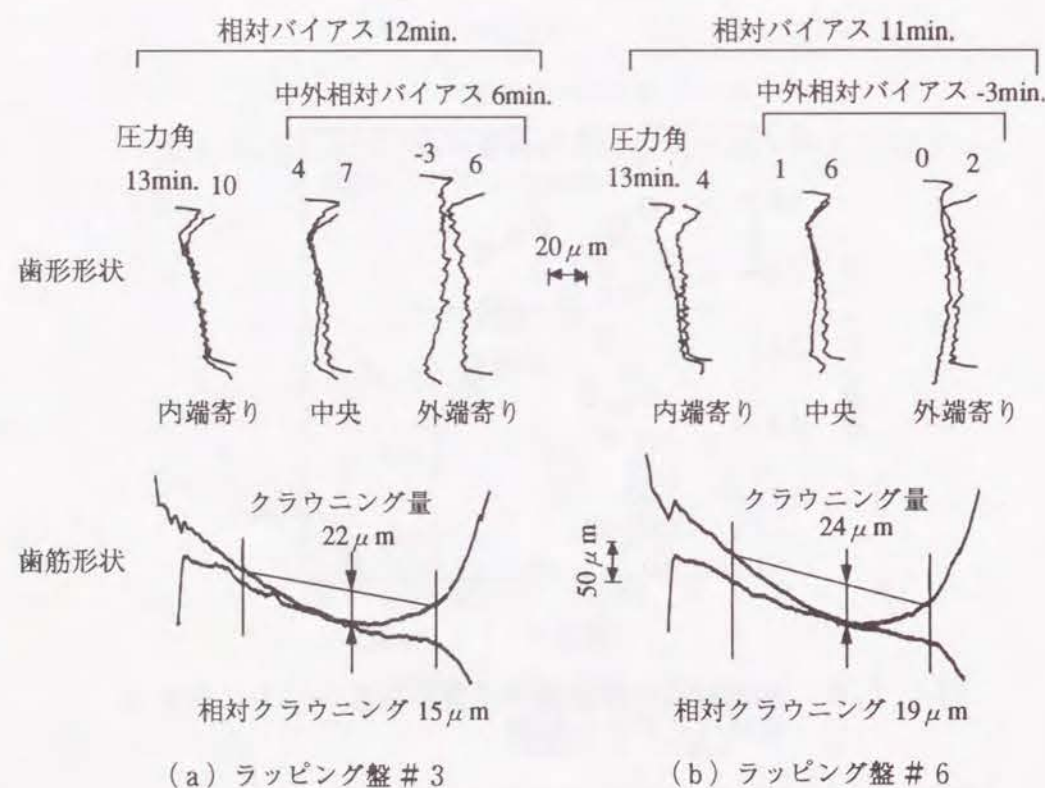


図4.7.9 ラッピング盤別歯面形状比較 (第2ライン歯切り品)

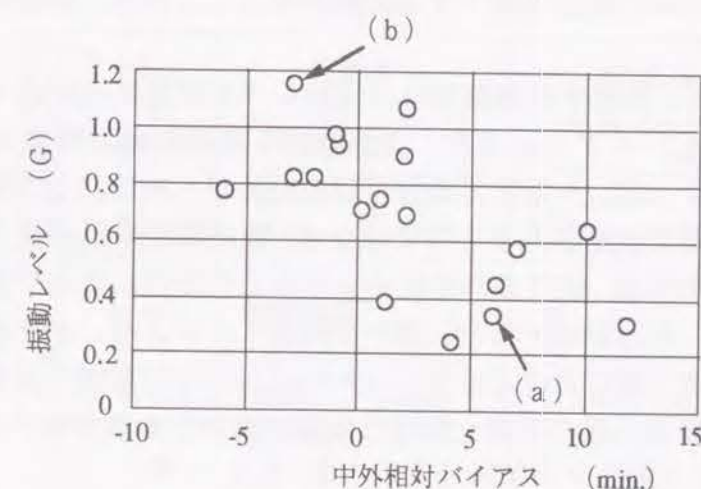


図4.7.10 200Nm時の振動レベルと中外相対バイアスの関係 (第2歯切りライン品)

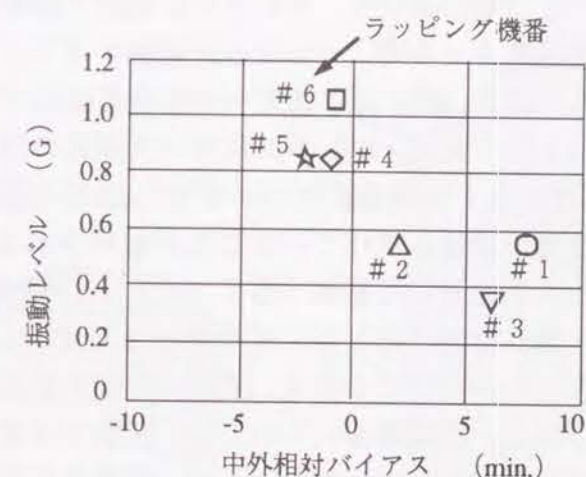


図4.7.11 200Nm時の振動レベルとラッピング盤別中外相対バイアスの関係 (第2ライン歯切り品)

中の(a)と(b)は、図4.7.9の図(a)と図(b)の歯車のデータである。つぎに図4.7.11は、図4.7.10のデータをラッピング盤毎にまとめ平均値で表したものである。より明確な対応関係が観察され、ラッピング盤によって歯面形状精度に相当の差異が生じ、その結果として振動レベルに差異をもたらしている事が分かる。

さて、以上のように本節の研究で対象としたハイポイドギヤについては、歯切り盤別とラッピング盤別に、最終減速装置の振動レベルに大きな差異が存在し、歯面形状における精度特徴量がその要因として抽出される事が明らかになった。まず、第1ライン歯切り品が第2ライン歯切り品と較べて60Nmという軽負荷条件時の振動レベルが小さく、その要因として小さい相対クラウニング量と大きい相対バイアス量抽出された事は、4.5節および4.6節で記述したようにそれらの歯面形状の

傾向が軽負荷時のかみあい誤差を減少する効果があることから、直感的に理解できるものである。

一方、ラッピング盤別に存在する高負荷時の振動レベルの差異に対応する歯面形状要因の解析が、中外相対バイアスと言う、より詳細な歯面形状特徴量を導入する事によって初めて可能になった。もちろん高負荷時の振動レベルは、中外相対バイアスという単一の精度特徴量で決定されるものではなく、他の精度項目の値や負荷による歯車対の相対変位の発生状況、歯車の弾性変形など多くの要因によって決定されるものである。しかしながら歯面形状が精密に測定されることにより、本節の研究のようにハイポイドギヤの生産工程における振動レベルのばらつきの要因を定量的に解明することが可能となり、歯車品質の改善と維持に効果が得られる事が明らかとなった。

4. 8 耐久試験における振動レベル増大要因の解析

自動車の耐久性を調査する試験において、エンジンを高速で回転した状態で急激にクラッチを接続し車両を急発進させる時、その条件が過酷すぎると、試験後に歯車騒音が大きくなることがある。図4.8.1は、後方への急発進試験の前後における最終減速装置の振動レベルを示す。エンジンのトルク負荷は大歯車の凹側歯面に掛かったにも関わらず、凹側歯面だけでなく凸側歯面についても15dB程の振動レベル増大が観察され、両側歯面とも同程度の損傷を受けていることが推察される。

急発進試験前後に歯当たりを測定した結果(図4.8.2)、凸側歯面においては、試験後に歯当たりが外端歯先側へ移動すると共に面積がかなり減少している。VH値が試験前の10倍ほどに増大していることから、歯筋の相対クラウニングが相当大きくなっていることが推察される。凹側歯面については、試験後は極端な内端当たりとなっており、VH値は計測不能であった。このように、歯当たり観察からも歯面損傷の存在が明らかである。

大小歯車の歯面形状の変化を調査した結果を図4.8.3と図4.8.4に示す。白丸

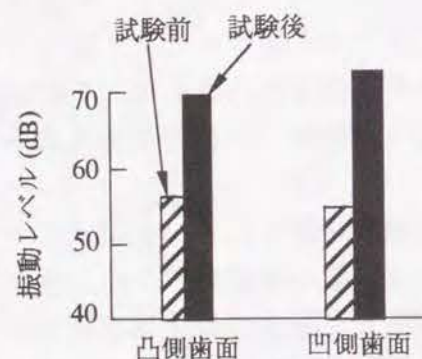


図4.8.1 後方急発進試験による最終減速装置振動レベルの変化





		試験前	試験後
凸側歯面	歯当り		
	$\Delta V/\Delta H$	0.08mm/0.08mm	0.70mm/0.79mm
凹側歯面	歯当り		
	$\Delta V/\Delta H$	0.20mm/0.24mm	測定不能

図4.8.2 後方急発進試験前後の歯当り

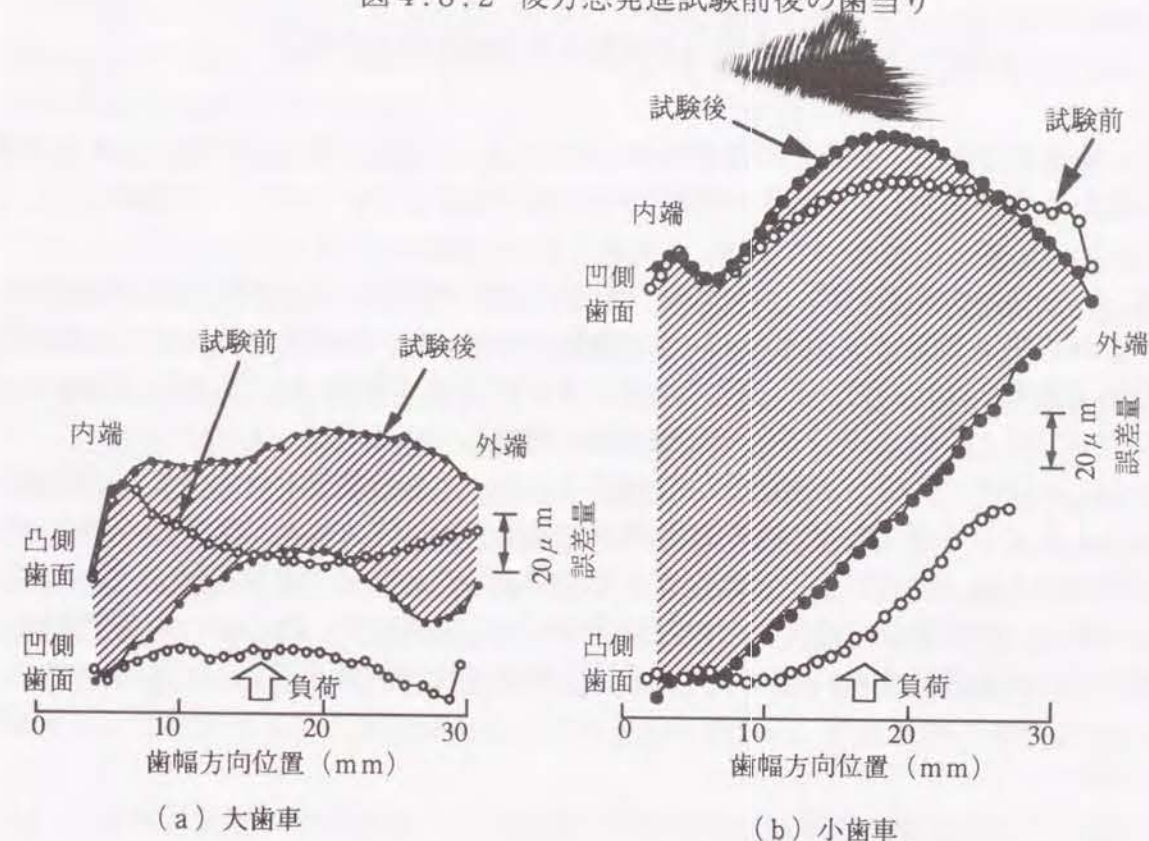


図4.8.3 後方急発進試験前後の歯筋形状の変化

は試験前のデータを、黒丸は試験後のデータを表している。なお凹凸両歯面のデータの誤差の方向としては、両データの間が実態側(誤差マイナス側)となるよう配置した。また、歯の変形状態の観察の便宜のために、試験後の凹凸両歯面のデータの間を斜線でハッチングした。大歯車の歯筋形状(図4.8.3(a))については、負荷を受けた凹側歯面では中央部が大きくへこむと共に外端側で歯面が後退する変形を生じ、凸側歯面では逆に中央部が膨らみ外端部が突出する変形を生じている。両歯面の歯筋方向各部の変形量はほぼ同程度であり、負荷によって歯全体が凸側歯面の方向へ変形

第5章 結 論

本論文の研究によって、ハイポイドギヤの歯面に関する一連の新測定法を開発した。すなわち、世界で初めての厳密な歯面形状測定技術と、かみあい運転方式の歯面位置誤差測定技術、および歯車騒音の起振源である負荷条件下のかみあい誤差を測定する技術を明らかにし、更にそれらをハイポイドギヤを生産する現場で能率的に使用できる測定機として結実させた。また、開発した測定技術を活用するための各種技術の開発を行うと共に、自動車用ハイポイドギヤの生産工程における品質改善に活用し、開発した新技術の有用性を実証した。以下に、本研究の成果を要約する。

- (1) ハイポイドギヤ歯面形状測定原理を開発し、厳密な歯面形状の測定を実現した。測定基準歯面としては、大歯車については歯切り盤の段取り値から理論的に形成される歯面を、小歯車については大歯車の基準歯面と共役な歯面を用いた。
- (2) 定義した測定基準歯面を測定子でトレースするために必要な数値を算出する手法と、測定子で検出した振れ量から歯面形状誤差を算出する手法を開発した。
- (3) 汎用三次元測定機を利用した歯面形状測定装置を製作し、開発した測定原理を実証した。歯筋測定線および歯形測定線上の連続的な誤差形状を測定する事によって、歯面の詳細な形状把握を可能とすると共に、ねじれ角誤差、圧力角誤差、クラウニング量など、インボリュート円筒歯車で使用されているのと同様の精度特徴量を抽出する方法を明らかにした。また、大小両歯車の測定データを互いに接触する関係位置に配置することによって、共役歯面からの誤差量が表され、回転精度の推定ができる事を示した。
- (4) 上記測定装置の構成要素として開発した原点設定治具と高剛性測定子を用いることにより、良好な原点設定精度と歯筋、歯形形状測定の再現性が得られる事を確認した。また、測定精度に及ぼす原点設定精度の影響を理論的に解明し、歯筋、歯形形状の全長に対する誤差量が原点設定誤差量の1/5以下である事を理論と実験で確認した。
- (5) NC制御の歯筋、歯形測定機を開発した。予め記憶装置に収納した最大9本の歯筋測定線と最大29本の歯形測定線の中から、希望する測定線を指定する事により、自動で測定が行われ、測定線に沿った誤差形状と、誤差形状の特徴量の算出結果が出力されよう構成した。また、高精度の歯面誤差検出器とNC制御される構成部材の位置を検出し誤差量を補正する機能などによって、良好な測定精度が得られる事を確認した。操作が簡便でかつ高効率であり、歯車生産現場における使用に好適な装置を実

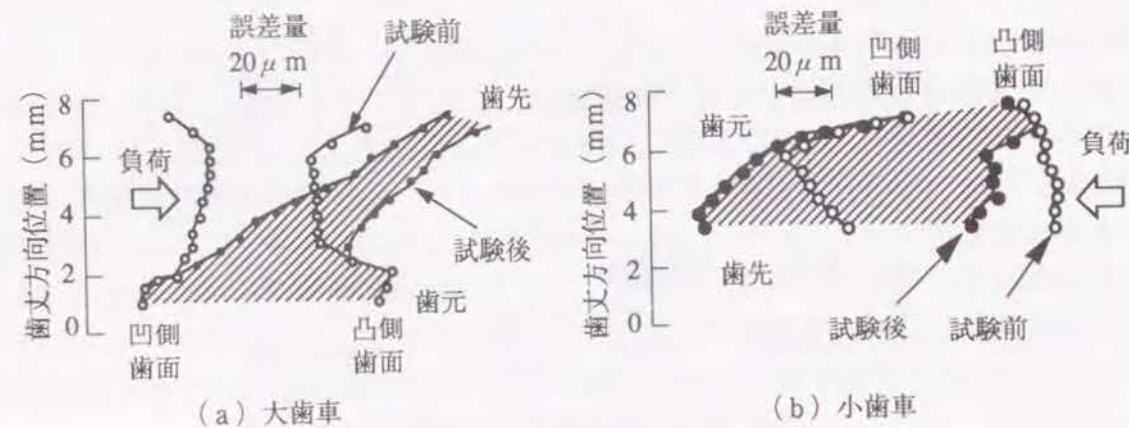


図4.8.4 後方急発進試験前後の歯形形状の変化

している事が分かる。小歯車の歯筋形状(図4.8.3(b))については、負荷側の歯筋はねじれ角が変化し、反対側の歯筋は中央部が湾曲してクラウニング量が増大している。

図4.8.4に示す歯形形状については、大歯車は負荷を受けて全体的に歯が倒れている様子が判然としている(図(a))。小歯車についても、負荷を受けた歯面は歯元近くの歯丈位置6mm近傍から下側で急激に歯面が後退(陥没)し、負荷と反対側の歯面については、6mmから下側で一様な倒れが生じている(図(b))。

以上、本研究で開発した歯面形状測定法により、大小歯車個々の塑性変形の状態を明確に捉えることができた。変形の実態が明確化されれば的確な対応手段を選定する事が可能となる。上記で検出した塑性変形を抑えるためには、歯厚の増大、焼き入れ深さの増大、内部硬さの増大などの対策手段が考えられるが、何らかの対策を実施した場合の効果を確認するに当たっても歯面形状測定法が評価手段として有効である。

現した。

(6) 歯面全体にほぼ均等に配置した点において誤差を測定する分散点方式の測定法を開発した。歯面の端部の位置を算出する方法を作成した事により、測定点を歯面全体に渡って適切に設定することができる。誤差形状の表示方法として、等高線表示法を開発したことにより、歯面における誤差の分布状態を直感的に判断する事が可能となった。さらに、分散点方式の測定で得られた大小両歯車のデータを、個々の対応する測定点毎に加算する事により、相対歯面誤差形状が得られることを示した。

(7) 大小両歯車が組み付け誤差を持つ状態で作動する場合の歯面誤差量(すなわち、実働歯面誤差量)を算出する手法を開発した。組み付け位置誤差によって生じる測定基準歯面の変化を等価歯面誤差量として算出し、相対歯面誤差に加算する事により求める事ができる。

(8) 同時接触線の算出法を開発し、それを用いて厳密なかみあい率を算出する手法を明らかにした。活用事例として、自動車用ハイポイドギヤについて、主要諸元を変更した場合の同時接触線図形とかみあい率の変化の状況を明らかにした。

(9) 実働歯面誤差形状からかみあい誤差を算出する手法を明らかにした。等高線表示した歯面誤差形状に同時接触線図形を重ね合わせ、個々の同時接触線上において最も突出した点における歯面誤差量を読み取り、それを連ねる事によってかみあい誤差波形が求められる。

(10) 一对の歯車をかみあい運転して得られる伝達誤差データを同期加算平均処理することにより、個々の歯車の歯面位置誤差を分離して検出する技術を開発した。既存のハイポイドギヤ歯当たり測定機にロータリーエンコーダーとデータ処理装置を取り付けた測定機を作製し、測定実験を行った結果、かみあう相手歯車の精度に係わらずピッチ誤差や偏心などの歯面位置誤差の正確な計測が可能であること、また、かみあい誤差についても個々の歯車が有する誤差成分を分離して計測することができることを明らかにした。この測定法は、歯面の精度を一点で代表する従来の測定法(ピッチ測定、偏心測定)に比べて、歯面全体の情報を使用することから解析能力が高く、測定能率的にも優れたものである。

(11) レーザー測定ユニットを用いた新しいかみあい誤差測定システムを開発した。実験評価の結果、高い検出能力と外乱振動に対する強い抵抗力を有するものである事を確認した。

(12) トルク負荷(小歯車軸側で300Nm以下)条件下においてかみあい誤差を測定する負荷かみあい誤差テスターを開発した。そのために、上記(11)の測定システムの開発に加え、高トルクを発生すると共に低速で滑らかな回転を保証する駆動系の構成、負荷トルクによって歯面に生じる大きな反力に対し被測定歯車対を剛に支持するために必要な歯車の回転軸構造と機械本体各部の構造、NC制御により被測定歯車対を測定位置に精密に配置するための構造を開発した。以上の要素技術を統合する事により、高い測定精度と簡便な操作性を有するテスターを実現する事ができた。

(13) 成形歯切り方式の大歯車について、歯切りされた歯車の歯面形状データから、

目標とする歯面形状を得るために必要な歯切り盤の段取り修正値を算出する手法を開発した。この手法は、各段取り部位の修正量が歯面形状特徴量に及ぼす影響が直線的である事を実験的に把握し、その比例定数を用いて段取り修正値を算出するものであるが、凸側と凹側両歯面の圧力角誤差の加算値(圧力角のテーパ量)を外して考える事により現実的な段取り修正値を算出できることを示した。

(14) 創成歯切り方式の小歯車について、歯切りされた歯車の歯面形状データから、目標とする歯面形状を得るために必要な歯切り盤の段取り修正値を算出する手法を開発した。まず、グリーンソン社から提示されている歯当たり修整指標の各項目が歯面形状特徴量に及ぼす影響を実験的に調査し、当たり位置修整、当たり深さ修整、当たりバイアス修整、当たり幅修整、そして当たり長さ修整の各項目の変更量と歯面形状特徴量の変化量が比例関係を示す事を明らかにした。つぎに、その比例定数を用いた連立方程式によって、必要な歯面形状特徴量の修正値に対応する歯当たり修整指標の値を算出できる事を示した。必要な歯切り段取り修正値は、歯当たり修整指標値と段取り修正値の対応表を用いて求めることができる。

(15) 切れ刃に振れがあるカッターで歯切りした小歯車をかみあい運転する場合、かみあい周波数の高調波次数に一致しない半端次数の振動が発生する事を示し、振動の周波数が半端次数になる原因を歯面形状測定データから解明した。隣接する各歯の歯形形状に発生するうねりの位置が半ピッチずれている場合は、二つの半端次数振動が発生し、歯の端部で途切れたうねりの形状が次の歯に連続的に引き継がれる場合は、単一の半端次数振動が発生する事が分かった。

(16) 焼き入れ工程の前後で歯面形状を測定することにより焼き入れ歪を正確に把握する事が可能となった。自動車の最終減速装置用ハイポイドギヤにおいて、焼き入れ歪によって小歯車の歯形のクラウニングが $3.5\mu\text{m}$ 増加することを発見し、その増加量に相当するマイナスのクラウニングを歯形形状に生じさせる歯切り段取り修正を実施した結果、完成した歯車を組み込んだ最終減速装置の振動を低減する事ができた。

(17) 小歯車軸揺動方式のラッピング盤によるラッピング加工において、歯当たりの位置、歯当たり長さおよびバイアス量を調整する機能について解析した。小歯車軸の軸角移動幅によって歯当たりの長さや位置が調整でき、軸角移動に対する軸方向移動の比例定数の設定によって、バイアス量が調整できることを定量的に明らかにした。大歯車凹側歯面を対象に、ラッピング前の歯当たり位置とラッピングによる歯当たり位置調整条件を試験水準としてラッピング加工実験を実施した結果、ラッピング前歯当たりについては内端寄りの方がラッピング後の歯面形状誤差が小さくなる事、ラッピング条件については同一位置または外端寄せ条件においてかみあい誤差と最終減速装置の振動が小さくなる事を示した。

(18) 組み付け位置誤差を持つ歯車の実働歯面形状を算出する手法を用いてラッピング加工中の歯当たり状況をシミュレーションすることにより、ラッピング条件の適正化を検討する手法を明らかにした。大歯車の凸側歯面について、バイアスイン狙い条件を選定する事によりラッピング後に外端歯先から内端歯元方向に誤差の小さい歯面

形状を作る事ができ、かみあい誤差が小さく振動レベルの小さい歯車を得られる事を示した。

(19)複数の歯切り盤とラッピング盤が使用されている生産工程において製作されたハイポイドギヤを組み込んだ最終減速装置の振動レベルにおいて、歯切り盤別およびラッピング盤別に大きな差異が存在した。歯面形状測定による要因解析の結果、歯切り盤別の差異が顕著な軽負荷時の振動レベルに対しては、クラウニング量とバイアス量の相関が認められること、また、これらの精度には歯切り時の歯面形状の差異がラッピング後も残存していることを明らかにした。ラッピング盤別に存在する高負荷時の振動レベルの差異については、中央部歯形と外端部歯形のバイアス量という、より詳細な特徴量によって整理できる事を示した。

(20)過大な荷重による歯の塑性変形状態を、開発した歯面形状測定法によって克明に把握できることを示した。急発進試験によって歯車騒音が悪化した自動車の最終減速装置用ハイポイドギヤについて試験前後の歯面形状を比較した結果、大小両歯車とも、歯幅方向に歯が湾曲すると共にねじれ角が変化し、歯丈方向には歯が倒れていることが判明した。

以上のように、本研究によって開発した一連の新測定法は、ハイポイドギヤの品質を向上するための有効な情報を提供することができ、測定技術の劣悪さの故に停滞していたハイポイドギヤの技術全般を新たな段階へステップアップさせる牽引力となり得るものである。

ハイポイドギヤの測定法については本研究によって完成することができたが、本研究成果のさらなる工業的发展を図るためには、今後、以下のような研究課題を究明する必要があるものと考える。

- ①ハイポイドギヤ生産工程における歯車品質に関する問題要因を、本研究において開発した測定法を用いて洗い出す事、それを改善するための技術を開発する事。
- ②本研究において実験的に示した下記事項に関し理論的解析手法を開発する事。
 - ・歯切り盤の段取り修正値の算出法
 - ・負荷条件下のかみあい誤差の算出法

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、京都大学工学部教授久保愛三博士より懇篤なるご指導を賜りました。ここに深甚なる謝意を表します。

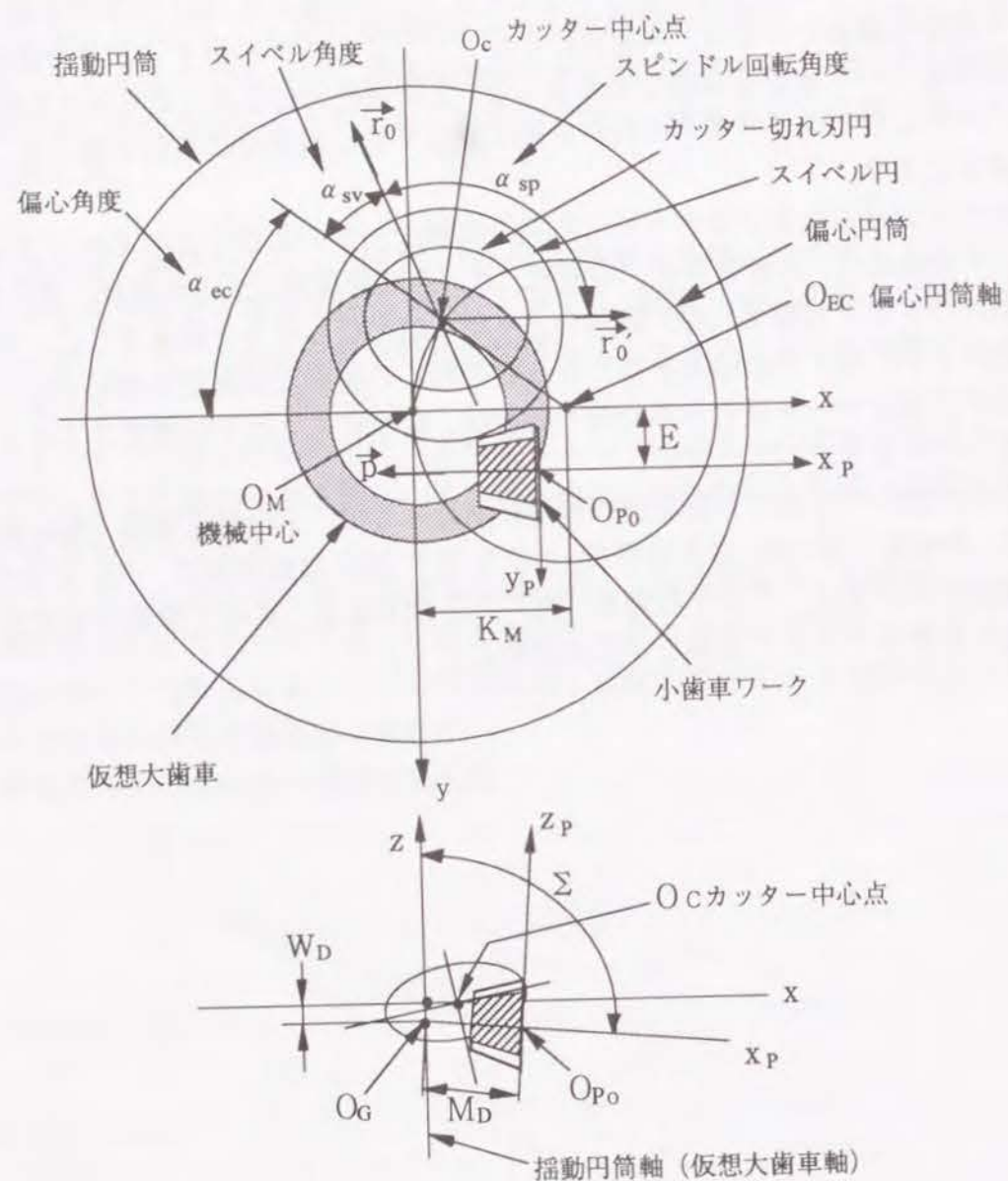
本研究はトヨタ自動車株式会社において自動車用歯車の品質改善に取り組む中で行ったものであり、興味つきない貴重なテーマを業務として勤められた幸運に感謝しております。同社副社長大西利美氏、専務取締役高橋朗氏、常務取締役蛇川忠暉氏、トヨタ自動車九州株式会社社長平井秀俊氏には、このような機会を与えて戴き、ご指導ご鞭撻を賜りましたこと篤く御礼申し上げます。豊精密工業(株)社長赤松利章氏(元トヨタ自動車勤務)からは、本研究の中心テーマであるハイポイドギヤの歯面形状測定技術開発という重要な課題を戴きました。また同社山口弘氏(元トヨタ自動車(株)勤務)からはハイポイドギヤの技術全般に亘って常に親切なご教授を戴きました。深く感謝致します。

本研究における計算プログラムの開発や実験データの取得などにあたっては、青山昇氏、千葉雅也氏、近藤智彦氏、川西充二氏、河浦隆彦氏、土田英範氏、月足勇二氏、木下勝氏のトヨタ自動車(株)勤務の方々から絶大なる協力を戴きました。深く感謝申し上げます。木下氏の助力を得て行った初めての歯面形状測定実験において、予期せぬほど見事なデータが得られた時の感激は、私の研究生活に転機を与えたものとして記憶しています。

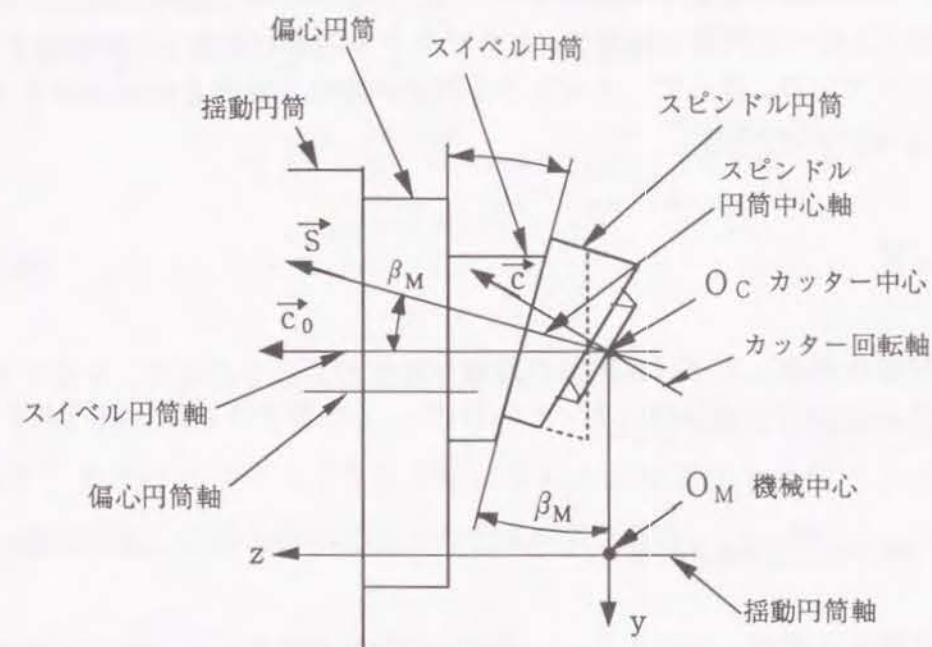
本研究において作製した測定機の開発にあたっては、大阪精密機械(株)会長小熊辰照氏、豊精密工業(株)鈴木信厚氏、アクト電子(株)塩野幸策氏、田中克典氏、(株)小野測機笹岡茂史氏、トヨタ自動車(株)大谷清兵衛氏、馬場文彦氏の各氏から多大のご協力を戴きました。末筆ながら深謝致します。

付録 創成歯切り小歯車の歯面形状計算法の開発

小歯車の創成歯切りは、第1章の図1.2.2に示されるように、カッターの刃が回転することによって作りだされる仮想大歯車と小歯車のワークがかみあうように旋回運動することによって行われる。付図1と付図2は、歯切り盤上のカッターとワークの位置関係をあらわしたものである。揺動円筒の上に偏心円筒、スイベル円筒、スピンドル



付図1 小歯車の歯切り座標系



付図2 カッター姿勢設定部の構成

ンドル円筒が順次搭載されており、さらに先端にカッターが装着されている。各円筒は、搭載されている円筒に対して回転位置を変えることが可能であり、回転位置の段取り設定によって機械中心に対するカッターの位置と姿勢を任意に設定することができる。歯切り盤に固定した座標系として機械中心 O_M を原点として揺動円筒の中心軸を z 軸とし、小歯車ワークの中心軸 x_P と平行な位置に x 軸を、両者に直角に y 軸を取っている。

カッター中心点 O_C は、スイベル円筒の軸心上にあり、機械原点 O_M に対する位置ベクトルは次式で算出される。

$$\begin{aligned}\overrightarrow{O_M O_C} &= \overrightarrow{O_M O_{EC}} + \overrightarrow{O_{EC} O_C} \\ &= K_M \{ (1 - \cos \alpha_{ec}) \vec{i} - \sin \alpha_{ec} \vec{j} \} \quad \dots (付1)\end{aligned}$$

ここで、 K_M は、揺動円筒に対する偏心円筒の偏心量であり、偏心円筒とスイベル円筒の軸間距離とも一致している。 α_{ec} は、偏心円筒の揺動円筒に対する段取り角度であり、スイベル円筒の軸が機械原点を通る場合が0である。

つぎに、カッターの姿勢を表すカッター回転軸方向の単位ベクトル \vec{c} について考える。付図2に示すように、スイベル円筒とスピンドル円筒は、いずれも各々の軸心に対し前端面が角度 β_M の斜面をなしている。スイベル円筒の段取り角度は、前端面の放線方向が偏心円筒軸とスイベル円筒軸を含む平面に平行な場合が0と設定されている。

また、スピンドル円筒の段取り角度については、スピンドル円筒の前端面が z 軸に垂直になる場合（スイベル円筒の角度 β_M とスピンドル円筒の角度 β_M が相殺する場合）が 0 と設定されている。従って、スピンドル円筒が段取り角度 0 の時のカッター回転軸方向の単位ベクトル \vec{c}_0 は、

$$\vec{c}_0 = \vec{k} \quad \dots (付2)$$

偏心円筒の段取り角度とスイベル円筒の段取り角度が共に 0 の時の、スピンドル円筒の回転軸方向の単位ベクトル \vec{s}_0 は、

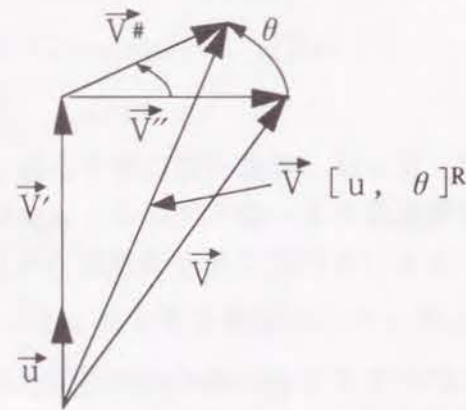
$$\vec{s}_0 = -\sin \beta_M \vec{i} + \cos \beta_M \vec{k} \quad \dots (付3)$$

偏心円筒の段取り角度が α_{ec} でスイベル円筒の段取り角度が α_{sv} の場合のスピンドル円筒の軸方向の単位ベクトル \vec{s} は次式で表される。

$$\vec{s} = \vec{s}_0 [\vec{k}, (\alpha_{ec} + \alpha_{sv})]^R \quad \dots (付4)$$

但し、右辺はベクトルの回転を定義する記号を用いて表現している。すなわち、 $\vec{V} [\vec{u}, \theta]^R$ は、ベクトル \vec{V} を単位ベクトル \vec{u} の回りに θ だけ回転して得られるベクトルを表すものであり、付図 1.3 を参照して下記のように算出される。

$$\begin{aligned} \vec{V}' &= (\vec{V} \cdot \vec{u}) \vec{u} \\ \vec{V}'' &= \vec{V} - \vec{V}' \\ \vec{V}^\# &= \cos \theta \vec{V}'' + \sin \theta (\vec{u} \times \vec{V}'') \end{aligned}$$



付図 1.3 ベクトルの回転

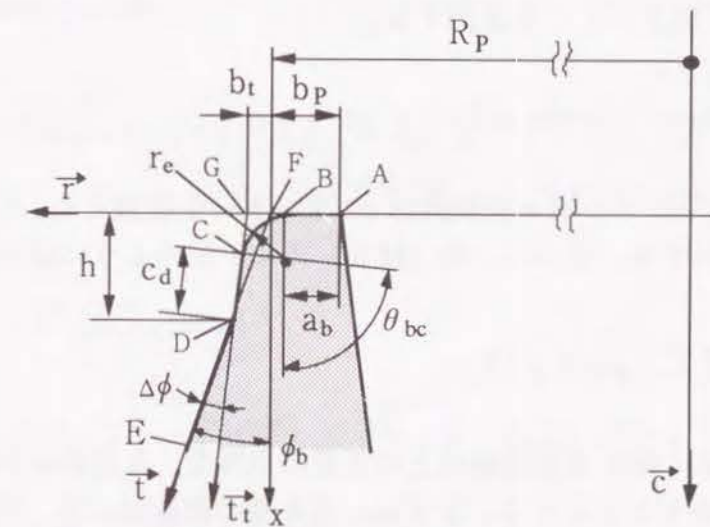
従って、

$$\begin{aligned} \vec{V} [\vec{u}, \theta]^R &= \vec{V}' + \vec{V}^\# \\ &= (\vec{V} \cdot \vec{u}) \vec{u} + \cos \theta \{ \vec{V} - (\vec{V} \cdot \vec{u}) \vec{u} \} \\ &\quad + \sin \theta \vec{u} \times \{ \vec{V} - (\vec{V} \cdot \vec{u}) \vec{u} \} \end{aligned} \quad \dots (付5)$$

スピンドル円筒の段取り角度が α_{sp} の時のカッター回転軸方向の単位ベクトル \vec{c} は、式（付2）の単位ベクトル \vec{c}_0 をスピンドル円筒軸方向の単位ベクトル \vec{s} の回りに α_{sp} だけ回転して得られることから次式で表される。

$$\vec{c} = \vec{c}_0 [\vec{s}, \alpha_{sp}]^R \quad \dots (付6)$$

次にカッター切れ刃は、付図 4 に示すように、カッター回転軸を含む平面内において A-B-C-D-E の形状を有している。図 1.2.2 に見られるように、実際のカッターは多くの切れ刃を有しているが、ここでは唯一つの切れ刃が存在すると考える。カッターの位置と姿勢を決める各円筒の段取り角度 (α_{ec} 、 α_{sv} 、 α_{sp}) がすべて 0 で、カッターの回転角度が 0 の時に、カッター切れ刃が $x-z$ 平面上の x が負の領域に存在するとする。この時、カッター回転軸から切れ刃に向かう単位ベクトル（切れ刃方向単位ベクトルと呼ぶ）は $-\vec{i}$ に一致する。偏心円筒とスイベル円筒がそれぞれ α_{ec} と



付図 4 カッター切れ刃の形状

α_{sv} の角度に段取りされることによって、切れ刃方向単位ベクトルは次式で算出される \vec{r}_0' に変化する。

$$\vec{r}_0' = -\vec{i} [\vec{k}, (\alpha_{ec} + \alpha_{sv})]^R \quad \dots (付7)$$

さらに、スピンドル円筒が α_{sp} の角度に段取りされると、切れ刃方向単位ベクトルは次式のようにになる。

$$\vec{r}_0 = \vec{r}_0' [\vec{s}, \alpha_{sp}]^R \quad \dots (付8)$$

つぎに、カッターが回転軸まわりに ψ だけ回転したときの切れ刃方向単位ベクトルは次式のようにになる。

$$\vec{r} = \vec{r}_0 [\vec{c}, \psi]^R \quad \dots (付9)$$

ここで後の計算の都合上から、上記単位ベクトルが、カッター中心点 O_c と z 軸を含む面内に存在する場合のカッター回転角 ψ_0 を算出する。その状態における単位ベクトルを (r_{sx}, r_{sy}, r_{sz}) とすると、上式を用いて

$$(r_{sx}, r_{sy}, r_{sz}) = \vec{r}_0 [\vec{c}, \psi_0]^R \quad \dots (付10)$$

この単位ベクトルが O_c と z 軸を含む面内に存在する条件は下式であり、これを満足する ψ_0 の値を逐次近似法によって算出する。

$$r_{sx} / r_{sy} = (1 - \cos \alpha_{ec}) / \sin \alpha_{ec} \quad \dots (付11)$$

以下の計算においては、カッター回転角は ψ_0 をスタート位置とし、そこからの角度を ψ と置き直すことにする。従って、式(付9)式は下記のように表される。

$$\vec{r} = \vec{r}_0 [\vec{c}, \psi_0 + \psi]^R \quad \dots (付12)$$

つぎに、付図4に示す切れ刃形状線の上の任意の点 W を、 A 点からの経路長さ S をパラメーターとして表すことにする。まず切れ刃先端の直線部 AB 、円弧部 BC 、直線部 CD の長さは、カッターの諸元として与えられる値を用いて以下のように表すことができる。

$$AB = b_p + r_e \{ \tan(\phi_b - \Delta\phi) - \sec(\phi_b - \Delta\phi) \} + b_t \quad \dots (付13)$$

$$BC = r_e \{ \pi / 2 - (\phi_b - \Delta\phi) \} \quad \dots (付14)$$

$$CD = [\{ h - r_e \{ 1 - \sin(\phi_b - \Delta\phi) \} \}^2 + \{ h \tan(\phi_b - \Delta\phi) - r_e \{ \tan(\phi_b - \Delta\phi) - \sec(\phi_b - \Delta\phi) + \cos(\phi_b - \Delta\phi) \} \}^2]^{1/2} \quad \dots (付15)$$

なお、 ϕ_b は切れ刃の圧力角であり直線 DE が小歯車の歯面を削り出す部分である。直線 CD は、直線 DE に対し $\Delta\phi$ の傾きをもって突出していることから、ここで削り出される部分は、 DE 部で削り出される歯面に対し凹んだものとなる。歯元部に生じるこの凹みはトップレムと呼ばれ、大小両歯車をかみあわせて運転する場合に、大歯車の歯先角部の干渉を防止するために設けられるものである。

点 W の機械中心からの位置ベクトル \vec{OMW} と単位法線ベクトル \vec{n} は、以下のように表わされる。

$0 \leq S < AB$ の時、

$$\vec{OMW} = \vec{OMO_c} + (r_p - b_p + S) \vec{r} \quad \dots (付16)$$

$$\vec{n} = -\vec{c} \quad \dots (付17)$$

$AB \leq S < AB + BC$ の時、

$$\begin{aligned} \vec{OMW} = \vec{OMO_c} + (r_p - b_p + AB) \vec{r} + r_e \vec{c} \\ + r_e (-\vec{c} [\vec{r}_e, \theta_s]^R) \quad \dots (付18) \end{aligned}$$

$$\vec{n} = -\vec{c} [\vec{r}_e, \theta_s]^R \quad \dots (付19)$$

$$\text{但し、} \vec{r}_e = \vec{r} \times \vec{c}, \theta_s = (S - AB) / r_e$$

$AB + BC \leq S < AB + BC + CD$ の時

$$\begin{aligned}\overrightarrow{0_M W} &= \overrightarrow{0_M O_c} + (r_p - b_p + AB) \overrightarrow{r} + r_e \overrightarrow{c} \\ &\quad + r_e (-\overrightarrow{c} [\overrightarrow{r}_e, \theta_s] R) + (s - AB - BC) \overrightarrow{t} \\ &\quad \dots (\text{付20})\end{aligned}$$

$$\overrightarrow{n} = \overrightarrow{t} \times \overrightarrow{r}_e \quad \dots (\text{付21})$$

$$\text{但し、} \overrightarrow{t} = \overrightarrow{c} [\overrightarrow{r}_e, -(\phi_b - \Delta\phi)]^R$$

AB + BC + CD ≤ S の時

$$\begin{aligned}\overrightarrow{0_M W} &= \overrightarrow{0_M O_c} + (r_p - b_p + AB) \overrightarrow{r} + r_e \overrightarrow{c} \\ &\quad + r_e (-\overrightarrow{c} [\overrightarrow{r}_e, \theta_{bc}]^R) + CD \overrightarrow{t} \\ &\quad + (S - AB - BC - CD) \overrightarrow{t} \quad \dots (\text{付22})\end{aligned}$$

$$\overrightarrow{n} = \overrightarrow{t} \times \overrightarrow{r}_e \quad \dots (\text{付23})$$

$$\text{但し、} \overrightarrow{t} = \overrightarrow{c} [\overrightarrow{r}_e, -\phi_b]^R$$

以上でカッター切れ刃により形成される仮想大歯車の歯面上の任意点Wの位置ベクトルと法線ベクトルを、カッター切れ刃の回転角φと切れ刃に沿った経路Sをパラメーターとして表すことが出来た。

つぎに、切れ刃上の任意点Wによって創成される小歯車の歯面上の点を求める。揺動円筒がΦ_{cr}だけ回転した時に点Wが小歯車歯面上の点W'を創成するとする。点W'の機械中心に対する位置ベクトルとそこにおける単位法線ベクトルは次式のように表される。

$$\overrightarrow{0_M W'} = \overrightarrow{0_M W} [\overrightarrow{k}, \Phi_{cr}]^R \quad \dots (\text{付24})$$

$$\overrightarrow{n'} = \overrightarrow{n} [\overrightarrow{k}, \Phi_{cr}]^R \quad \dots (\text{付25})$$

小歯車軸と背面の交点O_pに対する点W'の位置ベクトルは、

$$\overrightarrow{0_P W'} = \overrightarrow{0_M W'} - E \overrightarrow{j} + M_D \overrightarrow{p} + w_D \overrightarrow{k} \quad \dots (\text{付26})$$

但し、 \overrightarrow{p} は小歯車軸方向の単位ベクトルであり、

$$\overrightarrow{p} = -\overrightarrow{i} [\overrightarrow{j}, (\Sigma - 2/\pi)]^R \quad \dots (\text{付27})$$

ところで、創成される点におけるカッター切れ刃が表す仮想大歯車と小歯車の相対速度ベクトルは、仮想大歯車と小歯車のギヤ比をmとすると次式で表される。

$$\overrightarrow{V_s} = \overrightarrow{k} \times \overrightarrow{0_M W'} - m \overrightarrow{p} \times \overrightarrow{0_P W'} \quad \dots (\text{付28})$$

仮想大歯車と小歯車が接触する条件は、相対速度ベクトルと歯面法線ベクトルが互いに直角関係にあることであり、次式で表される。

$$\overrightarrow{V_s} \cdot \overrightarrow{n'} = 0 \quad \dots (\text{付29})$$

上式よりφとSとΦ_{cr}の関係が定まり、いずれか二つの値を与えれば、他の一つが算出される。

さて点W'は、揺動軸の回転角Φ_{cr}に対応してmΦ_{cr}だけ小歯車が回転している状態における歯面上の点である。従ってmΦ_{cr}だけ回転を戻すことによって静止状態の小歯車における歯面点W_pの位置ベクトルとそこにおける単位法線ベクトルを求めることができる。

$$\overrightarrow{0_P W_p} = \overrightarrow{0_P W'} [\overrightarrow{p}, -m\Phi_{cr}]^R \quad \dots (\text{付30})$$

$$\overrightarrow{n_p} = \overrightarrow{n'} [\overrightarrow{p}, -m\Phi_{cr}]^R \quad \dots (\text{付31})$$

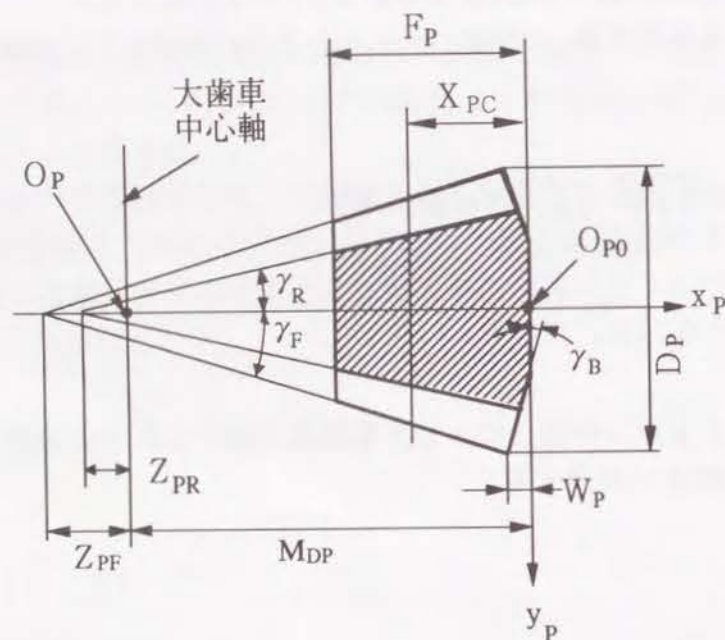
ところで上記ベクトルは付図1のxyz座標系で求められているが、下記の式によってx_py_pz_p座標系に変換する。

$$\begin{aligned} & [\vec{0_PW}]_{x_P y_P z_P} \\ &= [\vec{0_PW}]_{x y z} \begin{pmatrix} \cos(\Sigma - 2/\pi) & 0 & \sin(\Sigma - 2/\pi) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\Sigma - 2/\pi) & 0 & \cos(\Sigma - 2/\pi) \end{pmatrix} \\ & \dots (\text{付32}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & [\vec{n_P}]_{x_P y_P z_P} \\ &= [\vec{n_P}]_{x y z} \begin{pmatrix} \cos(\Sigma - 2/\pi) & 0 & \sin(\Sigma - 2/\pi) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\Sigma - 2/\pi) & 0 & \cos(\Sigma - 2/\pi) \end{pmatrix} \\ & \dots (\text{付33}) \end{aligned}$$

以上で小歯車歯面上の任意の点の位置ベクトルと歯面法線ベクトルを求めることが出来た。

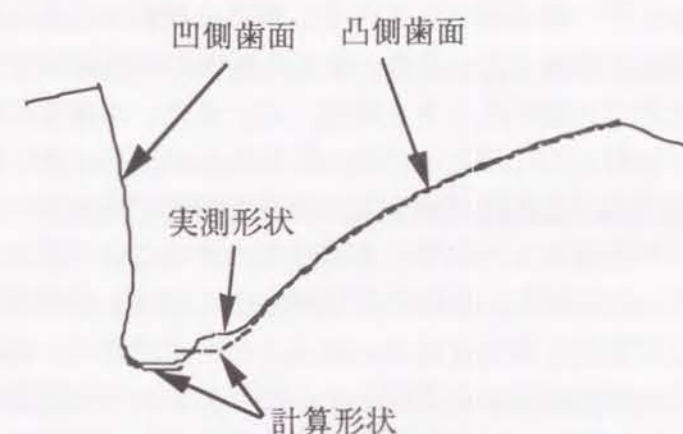
つぎに、小歯車の軸直角断面形状の算出法を示す。付図5の小歯車の外形図において、軸位置 x_{pc} の断面形状を算出する。なお外形形状を表す各部の寸法は歯車諸元で与えられている。カッターの切れ刃に沿った経路の長さ S として任意の値を与えたと



付図5 小歯車外形寸法

き、式(付32)で算出される位置ベクトルの x_P 軸成分の値が x_{pc} に一致するカッター切れ刃の回転角 ψ は、逐次近似法によって求めることができる。 S の値を0から始めて適当な間隔で増加しつつ、それに対応する ψ を求め、歯面点の位置ベクトルを算出する。下記の式で算出される r_{yz} が、歯先線に到達するところまで算出を継続する。

$$r_{yz} = ([\vec{0_PW}]_{y_P})^2 + ([\vec{0_PW}]_{z_P})^2 \dots (\text{付34})$$



付図6 軸直角断面の実測形状と計算形状との対応

付表1 試験歯車加工時の歯切り盤の段取り

項 目		小歯車	小歯車
名 称	記号	凹側歯面	凸側歯面
オフセット	E	31.75mm	31.75mm
偏心角度	α_{ec}	48.5°	50.033°
スイベル角度	α_{sv}	210.58°	214.77°
スピンドル回転角度	α_{sp}	79.65°	77.82°
ワーク背面位置	M_D	89.35mm	90.30mm
ワーク軸位置	W_D	2.18mm	3.70mm
ワーク軸角度	Σ	90.0°	90.0°
仮想大歯車とワークギヤ比	m	3.909	3.935
機械定数	K_M	50.0mm	
スイベル円筒前端面角度	β_M	15°	

付図6に、開発した手法を用いて算出した歯幅中央部の軸直角断面形状を実測形状と対比して示した。実線が実測形状を、破線が計算形状を表している。歯面部分では両者は良く合致している。歯底の位置に若干の差異が観察されるが、原因としては実測形状採取時の誤差の他、歯切り盤の段取り誤差が関与していると考えられる。なお、実測形状は所定の軸位置を狙って歯車を切断し投影機で形状を記録した。試験に用いた歯車は表2.3.1に諸元を示したものであり、歯切り盤の段取りは付表1に示すようである。

まとめ

本項の研究によって、創成歯切りされる小歯車の歯面形状を、歯切り盤の段取り条件から算出する方法を開発した。また、軸直角断面の計算形状が実測形状と合致していることから、計算の方法の正しさを確認した。また、小歯車の歯面点は、カッター切れ刃の回転角 ψ と切れ刃に沿った経路の長さ S をパラメーターとして表されており、このことは第2章で述べた共役歯面を持つ歯車の歯面がカッター切れ刃の回転位相角 α と切れ刃エッジの先端からの距離 S をパラメーターとして表されることと一致している。従って、第2章に記述した歯面形状測定法における共役歯面の測定基準に替えて、本項で算出した歯面をそのまま用いることが可能である。例えば歯筋、歯形測定のためには、 S を一定にして ψ を変化させることによって測定基準となる歯筋形状が算出され、逆に ψ を一定にして S を変化させることによって測定基準となる歯形形状が算出される。

参考文献

- (1) 会田俊夫、歯車の技術史、開発社、p20, (1965) .
- (2) T.Olivier, Theorie Geometrique des Engrenages, Paris, 1848
- (3) H.Résal, Sur la denture de l'engrenage hyperboloid, CR, 117 (1893) 391.
- (4) R.Crain, Schraubenräder mit geradlinigen Eingriffsflächen, Werkstattstech. Werksl., 1 (1907) 88.
- (5) M.Disteli, Über die Verzahnung der Hyperboloidräder mit geradlinigen Eingriff, Z.Math.Phys., 59 (1911) 244.
- (6) A.L.Stewart, E.Wildhaber, The design and manufacture of hypoid gears, Amer.Macht., 64 (1926) 857.
- (7) A.L.Stewart, E.Wildhaber, Hypoid gears, Mach. (A) , 32 (1926) 865.
- (8) A.L.Stewart, E.Wildhaber, The design, production and application of the hypoid rear-axle gear, J.SAE, 18 (1926) 575, 20 (1927) 464.
- (9) E.Wildhaber, Basic relationship of hypoid gears- I , Amer.Macht., 90 (1946) feb.14, 108.
- (10) E.Wildhaber, Basic relationship of hypoid gears- II , Amer.Macht., 90 (1946) feb.28, 130.
- (11) E.Wildhaber, Basic relationship of hypoid gears- III , Amer.Macht., 90 (1946) mar.14, 132.
- (12) E.Wildhaber, Tooth contact, Amer.Macht., 90 (1946) june 6, 110.
- (13) E.Wildhaber, Conjugate pitch surfaces, Amer.Macht., 90 (1946) june 20, 150.
- (14) E.Wildhaber, Gear tooth sliding, Amer.Macht., 90 (1946) july 18, 106.
- (15) E.Wildhaber, Skew hypoid gears, Amer.Macht., 90 (1946) aug. 1, 104.
- (16) E.Wildhaber, Design for duplex cutting, Amer.Macht., 90 (1946) aug.15, 122.
- (17) W.Krumme, Die geometrische Berechnung der im Schraubwälzverfahren hergestellten Spiralkegelräder mit versetzten Achsen, ATZ, 52 (1950) 186.
- (18) W.Krumme, Klingelnberg-Paloid-Spiralkegelräder, (1950) .
- (19) The Mammano continuous spiral bevel gear generator, Mach. (E) , 49 (1936) 199.
- (20) B.Mammano, Spiral bevel and hypoid gear continuous generating machine, Fiat DIS 400, (1953) .
- (21) A.K.Thomas, Design of spiral bevel gears with cycloidal tooth length curves, Engg., 186 (1958) 416.
- (22) W.K.Vogel, The importance of tooth form for spiral bevel gears, Mach. (E) , 94 (1959) 135.
- (23) 伊藤、高橋、等高歯ハイポイドギヤに関する研究(第1報、歯切り設計諸元計算法)、日本機械学会論文集(C)、vol.61, No.582, p35-41, (1995-2)
- (24) 伊藤、野村、等高歯ハイポイドギヤに関する研究(第2報、歯切り条件と歯当たりパターン)、日本機械学会論文集(C)、vol.61, No.582, p42-47, (1995-2)

- (25) M.L.Baxter, High-reduction hypoids. Types, applications, simplified design, Mach.Des., 33 (1961) apr.27, 142.
- (26) 伊藤、高橋、高減速化ハイポイドギヤに関する研究 (第2報、ギヤのねじれ角を変数とする設計法)、日本機械学会論文集 (C)、vol.57, No.537, p1690-1694, (1991)
- (27) G.M.Spear, C.B.King and M.L.Baxter, Helixform Bevel and Hypoid Gears, J. of Engineering for Industry, Trans. ASME Series B, (1960) aug.
- (28) M.L.Baxter, Exact Determination of Tooth Surfaces for Spiral Bevel and Hypoid Gears, AGMA 139.02, (1966) oct.
- (29) M.L.Baxter and G.M.Spear, Adjustment characteristics of spiral bevel and hypoid gears, ASME Paper 66-MECH-17, (1966) oct.
- (30) Gleason Works, Understanding Tooth Contact Analysis, Gleason Works Publication, SD3139A, (1978)
- (31) 矢内、樋口、中山, ハイポイドギヤの歯形に関する一考察, 日産技報, NO.14, p13-21, (1979) .
- (32) T.J.Krezer, Tooth contact analysis of spiral bevel and hypoid gears under load, SAE Tech. Paper-810688, (1981) .
- (33) 杉本、中川、丸山、中山, ハイポイドギヤノイズ低減に関する一考察、自動車技術会学術講演会前刷り集, No.116, p463-466, (1988) .
- (34) M.Sugimoto, N.Maruyama, A.Nakayama, N.Hitomi, Effect of tooth contact and gear dimension errors of loaded hypoid gears, Transactions of The ASME, Vol.113, P182-186, (1991) june.
- (35) M.Weich, P.Gold, O.Guzman, B.Neupert and M.Schoerner, Calculation of the kinematic behavior and the load capacity of bevel gears, CIRP Ann, vol.27, no.1, p277-282, (1978) .
- (36) V.Simon, Tooth contact analysis for modified hypoid gears, World Congr. Theory Mach. Mech., vol.4, p87-92, (1975) .
- (37) V.Simon, Optimization of the geometry and kinematics of the hypoid gears, Proc. Fifth World Congr. Theory Mach. Mech., vol.2, p1148-1153, (1979)
- (38) F.L.Litvin, An analysis of undercut conditions and of appearance of contact lines envelope conditions of gears, Pap Am Soc Mesh Eng, No.77-DET-2, p10, (1977) .
- (39) F.L.Litvin, A method of local synthesis of gears grounded on the connections between the principal and geodetic curvatures of surfaces, Pap Am Soc Mesh Eng, No.80-DET-30, p13, (1980) .
- (40) F.L.Litvin and Y. Gutman, Methods of synthesis and analysis for hypoid gear-drives of "Formate" and "Helixform" Part 1. Calculations for machine settings for member gear manufacture of the Formate and Helixform hypoid gears, Pap Am Soc Mesh Eng, No.80-C2-DET-31, p8, (1980) .
- (41) F.L.Litvin and Y. Gutman, Methods of synthesis and analysis for hypoid gear-drives of "Formate" and "Helixform" Part 2. Calculations for machine settings for member gear

- manufacture of the Formate and Helixform hypoid gears, Pap Am Soc Mesh Eng, No.80-C2-DET- , p , (1980) .
- (42) F.L.Litvin and Y. Gutman, Methods of synthesis and analysis for hypoid gear-drives of "Formate" and "Helixform" Part 3. Analysis and optimal synthesis methods for mismatch gearing and its application for hypoid gears of "Formate" and "Helixform", Pap Am Soc Mesh Eng, No.80-C2-DET-33, p11, (1980) .
- (43) 杉本、丸山、人見, ハイポイドギヤのトポロジカル歯当り解析, 日本機械学会第68期全国大会講演論文集, Vol.E, p19-21, (1990) .
- (44) 島地、今橋、ハイポイドギヤの歯面修正法に関する研究、日本機械学会論文集 (C)、vol.57, No.536, p1341-1345, (1991) .
- (45) 高橋、人見、樋口、ハイポイドギヤの歯当りに関する研究、日産技報, No.11, p12-19, (1976)
- (46) 高橋、伊藤、ハイポイドギヤの歯面の接触に関する研究Ⅲ、日本機械学会論文集 (C)、vol.51, No.462, p381-389, (1985) .
- (47) 高橋、伊藤、ハイポイドギヤのミスアラインメントに関する研究、日本機械学会論文集 (C)、vol.51, No.464, p813-822, (1985) .
- (48) 高橋、伊藤、崎田、ハイポイドギヤの精密歯切りに関する研究Ⅰ ギヤの歯切りについて、日本機械学会論文集 (C)、vol.51, No.468, p2074-2082, (1985) .
- (49) 高橋、伊藤、崎田、ハイポイドギヤの精密歯切りに関する研究Ⅱ ピニオン創成歯切りについて、日本機械学会論文集 (C)、vol.51, No.468, p2083-2091, (1985) .
- (50) 高橋、伊藤、高橋、デュプレックス歯切り法を考慮したハイポイドギヤの設計諸元関係式、日本機械学会論文集 (C)、vol.54, No.500, p904-912, (1988) .
- (51) 高橋、伊藤、吉野、ハイポイドギヤの歯当りパターンに関する研究 (第1報、歯当り算出に必要な基礎諸元)、日本機械学会論文集 (C)、vol.56, No.523, p744-749, (1990) .
- (52) 高橋、伊藤、小野寺、ハイポイドギヤの歯当りパターンに関する研究 (第2報、歯切りピッチ円錐と歯当りパターンとの関係)、日本機械学会論文集 (C)、vol.56, No.523, p744-749, (1990) .
- (53) 高橋、伊藤、遠山、アンギュラ・ハイポイドギヤに関する研究 (第1報、ピッチ円錐と基礎諸元)、日本機械学会論文集 (C)、vol.57, No.544, p3934-3940, (1991) .
- (54) 高橋、伊藤、遠山、アンギュラ・ハイポイドギヤに関する研究 (第2報、ギヤ歯切りと設計諸元)、日本機械学会論文集 (C)、vol.57, No.544, p3941-394, (1991) .
- (55) 田村、坂上、ハイポイドギヤのフォーメイト歯切設計法 (歯面修正したハイポイドギヤ)、日本機械学会論文集 (C)、Vol.55, No.509, p145-152, (1989) .
- (56) 川崎、田村、ハイポイドギヤの歯切り法に関する研究 (歯切り設計法)、日本機械学会論文集 (C)、Vol.59, No.564, p2544-2551, (1993) .
- (57) 林、寺島、デフ騒音に対するラッピングの効果、トヨタ技術, Vol.34, No.4, p372-382, (1973) .

- (58) 小林、人見、デフ歯切り加工の技術の進歩と保全、自動車技術、Vol.27, No.10, p1150-1156, (1973) .
- (59) 赤松、山口、ハイポイドギヤの片歯面かみあい試験（製造条件とかみあい誤差）、日本機械学会講演論文集, No.750-9, p291-298, (1975) .
- (60) D.Wiener, Schleifen bogenverzahnter Kegelräder in der Kleinserienfertigung, Werkst.Betr., 118 (1985) 703.
- (61) G.J.Kimmet, H.D.Dodd, CBN finishgrinding of hardened spiral bevel and hypoid gears, SAE Tech.Pap. No.851555, (1985) .
- (62) 由村、最新CNC研削盤の機能とその活用 独自の歯切りコンセプトに基づき開発されたグリーンソンCNCハイポイドギヤ研削盤、機械と工具、Vol.35, No.8, p31-34, (1991) .
- (63) 丸山、金子、高強度ハイポイドギヤの開発、スバル技報、No.21, p16-22, (1994) .
- (64) 島地、小川、ハイポイドギヤの直接創成CBN研削の試行、日本機械学会通常総会講演論文集, Vol.65th, p259-260, (1988) .
- (65) H.J.Stadtfield, CBN-grinding method for hard-finishing of spiral bevel and hypoid gears, The Oerikon Buhrle LTD.
- (66) 藤井、島地、円錐型まがり歯歯車の形状測定に関する研究、機械学会講演論文集, No.760-17, p129-131, (1976) .
- (67) 加藤、赤松、ハイポイドギヤ歯面形状測定法の研究、日本機械学会第14回シンポジウム講演論文集、No.780-2, p121-126 (1978-2) .
- (68) 加藤、ハイポイドギヤ歯面形状測定法の研究、トヨタ技術, vol.29, No.3, p33-38, (1979)
- (69) S.Kato, T.Akamatu, Measuring method of hypoid gear tooth profiles, SAE Tech.Pap., No.810105, (1981) .
- (70) 加藤、青山、近藤、コンピューター活用によるハイポイドギヤの設計・製造支援技術の開発、日本機械学会シンポジウム講演論文集 1989, p307-310, (1989-11) .
- (71) 小熊、青山、近藤、加藤、ハイポイドギヤの歯面形状測定、応用機械工学, Vol.33, No.5, p96-101, (1992) .
- (72) 加藤、久保、歯面形状測定データによるハイポイドギヤ成形歯切り盤段取り修正値算出法、日本機械学会論文集 (C), Vol.59, No.563, p2245-2250, (1993) .
- (73) 加藤、久保、ハイポイドギヤ半端次数振動に関する歯面形状データによる考察、日本機械学会シンポジウム MTP94', No.940-58, p108-111, (1994) .
- (74) T.J.Krenzer, R.Knebelr, Computer aided inspection of bevel and hypoid gears, SAE Tech.Pap., No.831266, (1983) .
- (75) グリーソン社, G-A-G-E使用説明書、グリーソン社資料, No.ROI 5533A, (1987)
- (76) F.L.Litvin, Y.Zhang, C.Kuan, R.F.Handschuh, Computerized inspection of real surfaces and minimization of their deviations, Int.J.Mach.Tools Manuf., Vol.32, No.1/2, p141-145, (1992)
- (77) 田村、川崎、まがり歯かさ歯車の検査法に関する研究、日本機械学会論文集 (C)

- , Vol.52, No.478, p1798-1804, (1986) .
- (78) 川崎、田村、ハイポイドギヤ歯切り誤差検出法、日本機械学会論文集 (C), Vol.59, No.567, p3513-3519, (1993) .
- (79) 川崎、田村、ハイポイドギヤの熱処理歪に関する研究（熱処理歪の検出）、日本機械学会第72期全国大会講演論文集 (IV), No.940-30, p377-379, (1994-8) .
- (80) K.Kawasaki, H.Tamura, Y.Nakano, A method for inspection of spiral bevel gears in Klingelnberg cycro-paloid system, '94 International gear conference, p305-310, (1994) .
- (81) 合田、佐藤、由井、福岡、歯車の振動騒音に関する基礎的研究（第1報、平歯車の円周方向振動と騒音の関係）、機論（第3部）、34巻、268号、p2226-2236, (1968)
- (82) 中村、歯車の騒音に関する研究（第2報、動荷重と騒音の関係）、機論（第3部）、32巻、238号、p1007-1013, (昭41) .
- (83) 梅沢、鈴木、北条、佐藤、動力伝達用はすば歯車の振動特性（かみあい率と振動挙動）、機論 (C), vol.50, No.456, p1458-1464, (1984) .
- (84) 大倉商事 Gleason 片歯面かみあい試験技術資料、84FTM2
- (85) S.Sasaoka, T.Ono, O.Maehara, Measurement System of transmission error of gears for various non-parallelism of the axis, MTP'91 International Conference on motion and Power Transmissions, p135-140, (1991) .
- (86) 湯田、レーザードップラー方式による速度、速度むら、回転むら測定システム、センサ技術、vol.8, No.3, p63-66, (1988) .
- (87) ミナトエレクトロニクス 計測器&プログラマブル総合カタログ、No.9201, p21, (1992)
- (88) 横河プレシジョン MD製品総合カタログ、A501, (1991)